



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH MECHANICKÉ ZÁVORY

MECHANICAL BARRIER PROJECT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Vaníček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **David Vaníček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh mechanické závory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rozbor vhodných koncepcí a parametrů mechanických závor pro hlídaná parkoviště automobilů s výsledkem vhodného konstrukčního řešení.

Šířka závory 5 000 mm.

Výška překážky od úrovně vozovky 700 mm.

Cíle bakalářské práce:

Uvést příklady různých koncepcí řešení existujících závor.

Vypracovat technickou zprávu včetně důležitých výpočtů.

Závoru vybavit především nakupovanými mechanickými celky a pohony firmy Kwapil & Co GesmbH

Pohony & elektronika.

Nakreslit sestavný výkres mechanické závory a důležité detailní výkresy.

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-80-214-2629-0.

Gere, J.M., Timoshenko, S.P. (1989): Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition, ISBN 55-503-79.

Bigoš, P., Kuřka, J., Kopas, M., Mantič, M. (2012): Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. ISBN 978-80-553-1187-6.

Jančík, L. (2004): Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha.

Klimeš, P. (2003): Části a mechanismy strojů I, II. VUT v Brně.

Julina, M., Řeřábek, A. (2000): Mechanika statika pro školu a praxi. Scientia s.r.o. Praha. ISBN 80-7183-188-3.

Janíček, P., Ondráček, E., Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost. VUT v Brně.

Gajdůšek, J., Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skripta VUT v Brně.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 27. 11. 2015

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

V první části této bakalářské práce je provedena rešerše různých konstrukcí existujících mechanických závor určených pro hlídaná parkoviště automobilů. S ohledem na vhodnost jejich využití a dále dle parametrů uvedených v zadání, je proveden výběr patřičného konstrukčního řešení. Další část je výpočtová, kde je návrh a výběr komponent mechanické závory podložen funkčními výpočty. Součástí práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

mechanická závora, konstrukční návrh, funkční výpočty, výkresová dokumentace

ABSTRACT

The first part of this bachelor's thesis was to research various existing mechanical barriers designed to guard car parks and consider the suitability of their application based on relevant calculations including the appropriateness of their selection of components. Following the research the aim was to design an improved system for the mechanical barrier using suitable components, supported by functional calculations and appropriate technical drawings.

KEYWORDS

mechanical barrier, construction design, relevant calculations, technical drawings



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VANÍČEK, D. *Návrh mechanické závory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 72 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

David Vaníček



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych zde poděkovat všem, kteří mě podporovali po celou dobu studia a při tvorbě této závěrečné bakalářské práce. Zároveň děkuji vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi Ph.D. za cenné rady, materiály a poskytnutý čas.



OBSAH

Úvod	10
1 Teoretický rozbor mechanických závor.....	11
1.1 Přehled známých konstrukcí	11
1.1.1 Závory bezpečnostní.....	11
1.1.2 Závory vizuální	16
1.1.3 Parkovací zábrany	18
1.2 Varianty pohonu	19
1.2.1 Elektrický pohon.....	19
1.2.2 Hydraulický pohon.....	20
1.2.3 Pneumatický pohon.....	21
1.3 Zhodnocení a výběr vhodné koncepce	22
1.4 Kwapil & Co GmbH	23
2 Koncepční návrh mechanické závory	24
2.1 Základní specifikace.....	24
2.2 Rám.....	25
2.3 Přejezdové konstrukce	26
2.3.1 Pevnostní analýza přejezdové konstrukce.....	26
2.4 Použité konstrukční prvky	29
2.4.1 Pohon.....	29
2.4.2 Radiální kloubové ložisko.....	31
2.4.3 2D laserový skener	31
2.4.4 Ostatní konstrukční části.....	32
3 Funkční výpočty pro návrh mechanické závory	33
3.1 Rozbor mechanismu	33
3.1.1 Kinematický rozbor.....	33
3.1.2 Uvolnění těles I, II, III	34
3.1.3 Statický rozbor	35
3.1.4 Výpočet neznámých parametrů	36
3.2 Výpočet sil páky spojující hřídel s pohonem	39
3.3 Výsledné vnitřní účinky hřídele (VVÚ).....	41
3.3.1 VVÚ v rovině Z-X	41



3.3.2	Výpočet ohybových momentů v rovině Z-X.....	42
3.3.3	VVÚ v rovině Y-X	44
3.3.4	Výpočet ohybových momentů v rovině Y-X	44
3.3.5	Výsledné ohybové momenty	46
3.4	Stanovení průměru hřídele d_{\min} dle podmínky HMH	48
3.5	Výpočet ohybového a smykového napětí.....	50
3.6	Návrh délky pera	54
3.7	Kontrola zdvihacího ramene z hlediska vzpěru.....	56
3.8	Kontrolní výpočet čepu.....	59
3.8.1	Výpočet maximálního ohybového momentu	59
3.8.2	Kontrola čepu na ohyb	60
3.8.3	Kontrola čepu na stříh	60
3.8.4	Výpočet redukovaného napětí dle podmínky HMH	61
3.8.5	Kontrola čepu na otláčení	61
3.9	Výpočet svaru.....	61
3.10	Výpočet času zvednutí závory	62
	Závěr.....	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů	68
	Seznam příloh.....	72



ÚVOD

V současné době se lze čím dál častěji setkat s incidenty, jako je poškození nebo odcizení soukromého majetku, s nehodami na železničních přejezdech způsobených ať už nepozorností řidiče, nebo špatnou signalizací a v neposlední řadě s terorismem. A právě poměrně široká škála typů mechanických závor může posloužit jako alespoň částečná prevence proti těmto a také mnoha dalším nežádoucím situacím. Některé napomáhají v regulaci dopravy, jiné zase udržují bezpečnost lidí a jejich majetku v přijatelných mezích a další omezují, nebo zcela zamezují vjezd ať už na veřejný, či soukromý pozemek. Je tedy možné konstatovat, že mechanické zábrany umožňují kontrolovat a do určité míry i ovlivňovat dění kolem lidí. Tato práce se zaměří na závary, které jsou uzpůsobeny k hlídání parkovišť. První částí bude analýza různých konstrukčních řešení sloužících tomuto účelu. Dále jejich zhodnocení a výběr vhodné koncepce s ohledem na splnění zadaných parametrů. Pro ověření a zaručení správné funkce navržené závary budou provedeny důležité výpočty a zhotoveny potřebné výkresy spolu s technickou zprávou.

1 TEORETICKÝ ROZBOR MECHANICKÝCH ZÁVOR

Mechanické závory lze dělit dle několika specifikací, avšak základní větvení je:

- 1) Dle účelu použití a tím i schopnosti zadržení:
 - a) Bezpečnostní (zádržné)
 - b) Vizualní (nezádržné)
 - c) Parkovací
- 2) Dle využívaného principu pohonu:
 - a) Elektrický
 - b) Hydraulický
 - c) Pneumatický
 - d) Manuální

1.1 PŘEHLED ZNÁMÝCH KONSTRUKCÍ

Pro udržení bezpečnosti v požadovaných mezích se využívají především zádržné závory, jako jsou silniční bariéry, výsuvné hroty, výsuvné sloupky. Pro regulaci a řízení dopravy se používají závory a výškové omezovače a pro rezervaci parkovacího místa je využíváno sklopných sloupků a zábran. Jednotlivé kategorie a typy závor budou popsány níže.

1.1.1 ZÁVORY BEZPEČNOSTNÍ

Hlavním úkolem těchto závor je odolat v případě snahy o násilné proražení a zabránit tak vniknutí nepovolenému vozidlu. Aby byla zaručena jejich spolehlivost a bezpečnost v případě incidentu, podléhají deformačním a zatěžovacím testům dle určitých specifikací. Příkladem může být specifikace Spojeného království Velké Británie PAS 68, dle které jsou zábrany testovány vozidly o hmotnosti 7 500 kg při rychlosti 80 km/h [5].



Obr. 1 Testování dle normy PA S68 [6]

SILNIČNÍ BARIÉRA

Jedná se o velmi účinnou výsuvnou stěnu zamezující vjezd neoprávněným vozidlům dvoustopým i jednostopým. Tomu odpovídá i masivní celooceťová svařená příhradová konstrukce, která je přizpůsobena jak pro vnitřní a venkovní prostředí, tak i pro extrémní podmínky (mráz, písek) [7]. Se vzrůstajícími rozměry bariéry, především výškou, úměrně roste zadržovací schopnost. Tudíž čím je bariéra vyšší, tím větší energii je schopna zmařit. Některé typy silničních bariér jsou dimenzovány i pro zadržení vojenské techniky. Taková zařízení jsou testována právě dle specifikace PA S68. Cílem takové bariéry je zničení přední nápravy spolu s pohonnou jednotkou. Z hlediska vysoké zadržovací schopnosti lze tuto zábranu využívat u budov s požadavky na vysokou bezpečnost, jako jsou vládní objekty, vojenské areály, banky, ale také na místech s intenzivním provozem, jako jsou parkoviště obchodních center. Pohonnou jednotkou mohou být elektrické nebo hydraulické motory. V případě jejich kolize lze motor nahradit ručním pohonem (klikou, ručním čerpadlem). Montáž je u tohoto typu zábrany poměrně náročná, jelikož se konstrukce usazuje do připraveného betonového základu o hloubce 0,4 - 1 m.

Mezi speciální silniční bariéry patří např. bariéra RKB Plus [8]. V porovnání s ostatními bariérami je vybavena hydraulickým agregátem UAP (unexpected attack protection), díky kterému je v případě vysokého nebezpečí schopna změny stavu (z pasivního do aktivního) během 1 s.



Obr. 2 Silniční bariéra (Road Block) [9]

VÝSUVNÉ HROTY

Výsuvné hroty, neboli spike barriers, patří z hlediska své konstrukce a účelu mezi závory zádržné. Jsou navrženy jak pro vnitřní a vnější použití, tak i pro extrémní podmínky jako je mráz, písek, atd. Většina těchto zábran plní svou funkci pouze v jednom jízdním směru a to je také jedním z důvodů, proč je jejich účinnost menší v porovnání s bariérami silničními. Hlavním principem zadržení vozidla je proražení pneumatik a tím znemožnění dalšího pohybu. V případě hrotů větší délky dochází jak k proražení pneumatik, tak i k poškození celé nápravy. Pro vyloučení případného přehlédnutí se výsuvné hroty kombinují s ramennou závorou a semaforem. V takovém případě jsou z důvodu bezpečnosti nejdříve zasunuty hroty a následně zvednuta závara. Pohonem pro tento druh zábrany může být opět jak elektrický, tak i hydraulický motor. Oba tyto pohony musí být vybaveny mechanismem pro manipulaci při výpadku proudu nebo při jiné poruše.

Požadavky na montáž samotného zařízení jsou stejné jako požadavky pro silniční bariéru. Je tedy potřeba předem připravený betonový blok, do kterého se mechanismus upevní. Tento typ zábrany je často využíván pro zabezpečení hraničních přechodů, vládních budov, dolů, ale i parkovišť nákupních center a továren.



Obr. 3 Výsuvné hroty v kombinaci se světelnou signalizací [10]

VÝSUVNÉ SLOUPY

Zadržovací schopnost této zábrany je totožná se zadržením pomocí silniční bariéry s rozdílem, že výsuvné sloupky dokáží zadržet pouze vozidla o šířce větší než je rozteč jednotlivých sloupů. To znamená, že pro cyklisty, jednostopá vozidla a chodce je prakticky nepoužitelná. Z tohoto důvodu je zařízení používáno v místech, kde je hlavním cílem zabránit vjezdu pouze dvoustopých vozidel. Je tedy vhodné pro místa, jako jsou cyklostezky, pěší zóny, historická centra, ale také pro uzavření ulic v určitém časovém intervalu během dne.

Pohyb je realizován, stejně jako u předchozích případů, pomocí elektrického nebo hydraulického pohonu. V některých případech může být použit pohon pneumatický s externím kompresorem. Výhodou výsuvných sloupů opatřených pneumatickým pohonem je velmi krátká doba potřebná pro vysunutí a zasunutí. Ta se pohybuje v rozmezí 1,5-3sec. V případě výpadku napětí je možné sloupy manuálně ovládat. Montáž je realizována metodou zabudováním do země a výsledné zahlobení se odvíjí od výšky výsuvného sloupu, která může dosahovat až 1m. Pro snížení rizika přehlédnutí může být použito světelné, nebo zvukové signalizace.



Obr. 4 Výsuvný sloup [11]

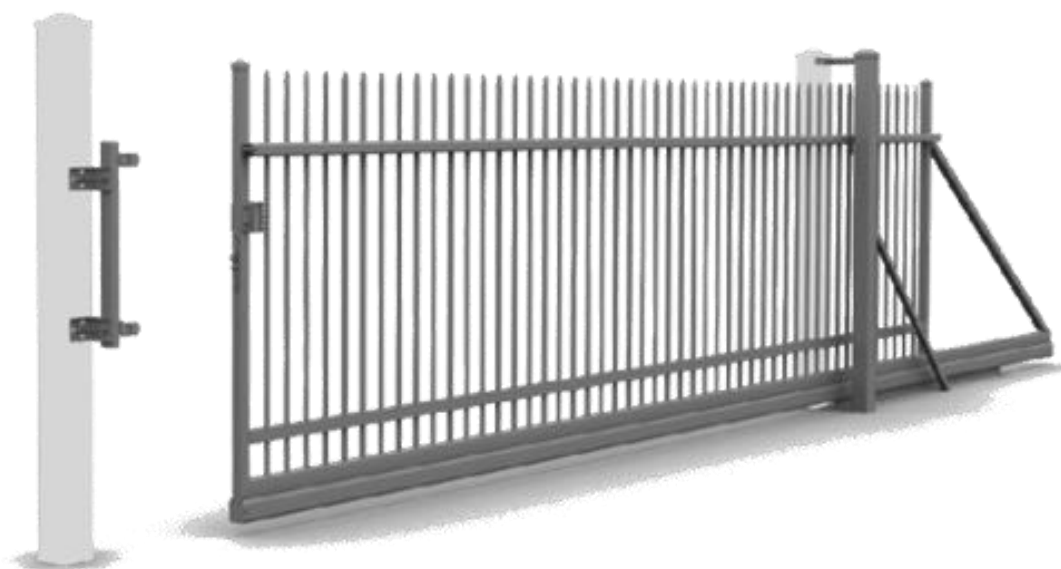
BRÁNY

Další možností pro udržení bezpečnosti v požadovaných mezích je použití brány. V dnešní době se jedná o nejrozšířenější metodu zabezpečení objektů, jako jsou areály firem, továren, skladů, stejně tak i střežených obytných zón a rodinných domů. Hlavní výhodou, v porovnání s ostatním typem zábran, je schopnost zadržení téměř jakéhokoli nežádoucího objektu, tj. jednostopá a dvoustopá vozidla, lidé, zvěř, aj.

Z hlediska rozdělení dle konstrukce jsou nejčastěji používány brány posuvné a otočné křídlové, méně často pak skládací a teleskopické. Posuvné brány se dále rozdělují na samonosné a pojíždějící po kolejnici. Princip samonosné brány spočívá v posouvání křídla podél oplocení po masivních podvozcích ukotvených v betonovém základu. Výhodou je absence kolejničky, což snižuje nároky na údržbu a také riziko zastavení provozu vlivem nečistot v kolejnici. Nevýhodou je jejich délka a celková hmotnost, jelikož je zapotřebí vyrovnávací prodloužené křídlo. To zvyšuje nároky na místo potřebné pro vysunutí. Posuvné brány pojíždějící po kolejnici vykonávají taktéž přímočarý pohyb. Uskutečnění samotného pohybu je zajištěno pomocí pojezdových kol pojíždějících po vlastním vedení. Díky přítomnosti vedení brána nemusí být vyrobena z masivních profilů, čímž je dána i nižší pořizovací cena. Nevýhodou jsou však vyšší

nároky na údržbu, jejímž úkolem je snížení rizika zapříčení brány vlivem nečistot v oblasti pojezdového mechanismu a zajistit tak celkovou bezpečnost. Z jednotlivých koncepcí vyplývá i jejich úroveň zadržovací schopnosti, kdy nejmenší účinnost se jeví u bran skládacích a teleskopických díky několikanásobnému lomení a tím i snížení tuhosti v oblasti zadržení.

Použití pohonů je obdobné jako u výše uvedených typů zábran, tedy elektromechanické a hydraulické. Rozdílem je však možnost využití. Pro posuvné brány se zpravidla využívá elektromechanického pohonu. Ten se skládá z elektromotoru poskytujícího krouticí moment, převodovky a pastorku, který výsledný moment přenáší na ozubený hřeben. Pro otočné křídlové, skládací a teleskopické používáme jak hydraulický (čerpadlo s pístem), tak i elektromechanický (elektromotor s převodovkou), přičemž se dále dělí na pákové, pístové a podzemní. Všechny typy mohou být vybaveny zvukovým nebo světelným signálem pro signalizaci, že se brána nachází v aktivním stavu. [12]



Obr. 5 Samonosná posuvná brána [13]

RAMENNÁ ZÁBRANA

Ramenná zábrana je méně obvyklým typem zadržující zábrany, která poskytuje vysokou bezpečnost v místech, kde nejsou vhodné hluboké betonové základy uprostřed vozovky, jako např. u silniční bariéry. Slouží především k zadržení osobních i nákladních vozidel, čemuž také odpovídá koncepce.

Pro zaručení požadované bezpečnosti a spolehlivosti je použito masivních komponent a vhodného konstrukčního uspořádání. Zábrana je tvořena z dvou ocelových silnostěnných rámu umístěných podél vozovky, které jsou navrženy pro absorpci co nejvyšší energie vzniklé nárazem a pevně ukotveny k základu. Další částí je silnostěnná ocelová skříň s především hydraulickým agregátem, který zvedá a spouští ocelové rameno. Aby byla zajištěna funkce zábrany

i po případném incidentu, je samotné rameno uloženo v pohyblivé vazbě, čímž zabraňuje přenosu sil vzniklých nárazem do skříně. Tím je chráněn pohybový mechanismus před poškozením. Maximální zadržovací šířka jednoho celku se pohybuje v rozpětí 5-6m a výška do 1m nad vozovkou. [14]



Obr. 6 Ramenná zábrana [15]

1.1.2 ZÁVORY VIZUÁLNÍ

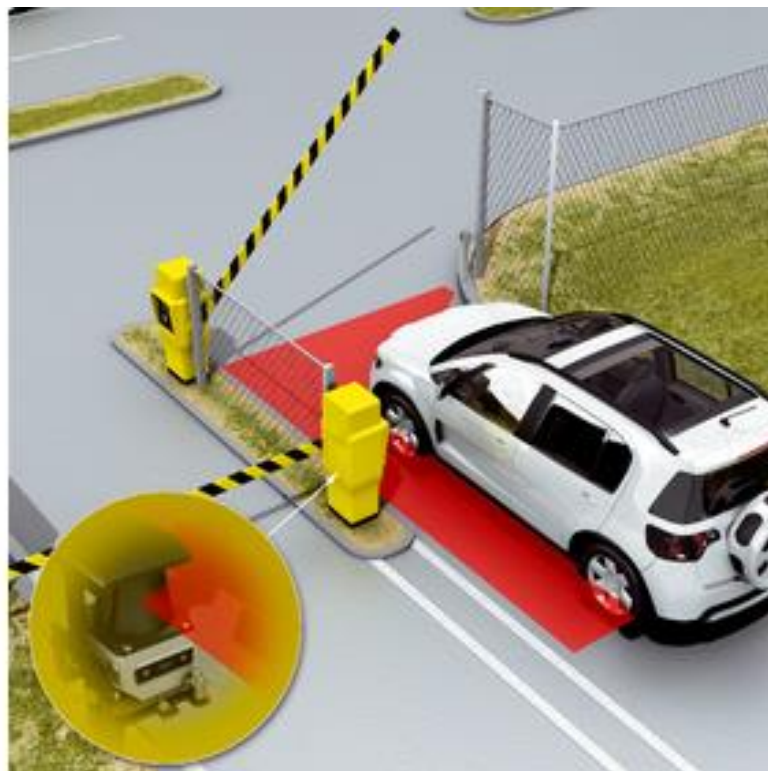
Tento typ zařízení se nejčastěji používá na železničních přejezdech, při vjezdech na hlídaná parkoviště nákupních středisek, školních nebo průmyslových areálů, firem atd. Obecně nejsou konstruovány k zadržení vozidla jako předchozí typy zábran, nýbrž k regulaci, monitorování a omezení intenzity dopravy.

ZÁVORA

V současnosti je nejpoužívanějším typem vizuální závory. Velmi často jsou kombinovány s karretní čtečkou nebo stojanem na parkovací lístky pro automatickou obsluhu ze strany řidiče. Existuje také velké množství jednotlivých druhů tohoto typu. Závory lze rozdělit z hlediska koncepce na klasické a lomené, dále na manuální a automatické a v neposlední řadě rozdělení dle délky ramene. Klasická koncepce se běžně vyskytuje v otevřených prostorách, které nejsou výškově omezeny. Na druhé straně v budovách, kde je omezení z hlediska výšky stropu, se používají závory lomené. Ty mají v oblasti ramene rotační kloub, který umožňuje celkové snížení výšky v otevřeném stavu. Závory manuální se používají v místech, kde je velmi nízká intenzita provozu, např. lesní cesty, nebo pro dlouhodobé uzavření určité oblasti. V případě vysoké intenzity provozu je žádoucí použití automatického principu. Jako pohon se používá jednofázový nebo třífázový elektrický motor ve spojení se šnekovou převodovkou s řemenicí. V případě přenosu větších sil a zachování rychlosti zdvihu se může použít pohon hydraulický.

Většina těchto vizuálních zábran, především na železničních přejezdech, je konstruována a dimenzována tak, aby v případě stavu ohrožení nebo úmyslného najetí do ramene došlo k deformaci a následnému prolomení. Pro zvýšení bezpečnosti osob a projíždějících aut

pod ramenem se také používají 2D laserové skenery a indukční smyčky, které monitorují okolí závory a vyhodnocují, zda se v blízkosti ramene nenachází objekt, který by mohl být zasažen. Běžně dostupné jsou závory v rozmezí délek ramene 2-5 metrů, méně často pak do 9 metrů. S rostoucí délkou zádržné části rostou i nároky na pohon, který musí být schopen vynaložit potřebný krouticí moment pro manipulaci s ramenem.



Obr. 7 Závora zabezpečená pomocí 2D laserového skeneru [16]

VÝŠKOVÝ OMEZOVAČ

Patří mezi zařízení sloužící k omezení vjezdu nadrozměrných vozidel, nikoli pro zadržení. Používá se u vjezdů na hlídaná parkoviště nákupních domů, ale zároveň i v místech, kde není povoleno parkování zejména nákladních automobilů, autobusů a karavanů. Konstrukce je tvořena dvěma svislými sloupy z ocelových profilů, přičemž jeden je zároveň nosným a slouží pro uchycení ramene. Na jedné straně je rameno ke sloupu připevněno otočně, aby bylo možné v případě nutnosti zábranu otočit o 90° a umožnit tak průjezd danému vozidlu. Na druhé straně je uchyceno v uzamykatelném zařízení pro zabránění manipulace nepovolenými osobami. Celý rám je upevněn montážemi do betonového podkladu pomocí chemické kotvy nebo háků sloužících k zabetonování. Výškové zábrany nejčastěji omezují světelnou výšku na 2200 mm, avšak dostupná jsou i teleskopická zařízení, která umožňují tuto omezující výšku nastavit na určité, předem definované hodnoty.



Obr. 8 Výškový omezovač [17]

1.1.3 PARKOVACÍ ZÁBRANY

Dalším typem zábran, se kterými je možné se běžně setkat, jsou zábrany parkovací. V předchozích kapitolách (kap. 1.1, 1.2) byly popsány funkce a principy mechanismů, které slouží pro zabezpečení objektů, nebo pro regulaci dopravy. Tato kapitola se však zabývá parkovacími zařízeními, která se používají pro zahrazení vjezdu do parků, pěších zón a především pro rezervaci parkovacího místa.

PARKOVACÍ SKLOPNÁ ZÁBRANA

Skládá se z ocelového rámu, kruhového nebo čtvercového profilu, a střední teleskopické vzpěry. Obě tyto části jsou připevněny ke svým vlastním základnám na otočném čepu, aby zábrana mohla být postavena nebo sklopena. Základny jsou následně přišroubovány pomocí několika bezpečnostních šroubů do pevného podkladu, např. betonu. Fixace zábrany v horní poloze je zajištěna zámkem umístěným na teleskopické části. Klasickými rozměry jsou 100 x 45 x 40 (š x v x d). [17]



Obr. 9 Parkovací sklopná zábrana [18]

PARKOVACÍ SLOUPEK

Parkovací sloupek je další variantou parkovacích zábran, přičemž se liší pouze svou konstrukcí. Ta je tvořena jedním ocelovým sloupkem, nejčastěji čtvercového profilu, který je uložen na otočném čepu umožňujícím sklopení v případě průjezdu vozidla. Čep je pevně naliso-
ván v základně, která je opět připevněna bezpečnostními šrouby k pevnému základu. Uzamčení probíhá automaticky po vztyčení zábrany a následné odemčení je zajištěno klasickým cylindrickým zámkem umístěným v horní části sloupku. Pro zachování viditelnosti opět napomáhá reflexní fólie.



Obr. 10 Parkovací sloupek „motýlek“ [19]

1.2 VARIANTY POHONU

Dalším možným kritériem pro rozdělení je způsob pohonu mechanických zábran. Ten může být trojího typu, elektrický, hydraulický a pneumatický. Žádoucí pro všechny tyto pohony je možnost mechanického (ručního) ovládání v případě, že dojde k poruše automatického pohonu nebo k výpadku elektrického proudu. Zábrany s elektrickým motorem se pak řídí ovládací klikou, zatímco s motorem hydraulickým pomocí pumpy. Většina mechanických závor a zábran je doplněna o světelnou signalizaci v podobě výstražného světla nebo semaforu.

1.2.1 ELEKTRICKÝ POHON

Elektrický pohon se obecně skládá z měniče napětí, motoru, řídicí a regulační části. Hlavním principem je přeměna elektrické energie na mechanickou. Použití je možné u všech typů závor, kde je vyžadována automatická činnost zařízení. Nejčastěji se však používá u závor, kde nejsou kladeny tak vysoké nároky na výkon motoru jako u silničních bariér. Jedná se především o asynchronní motory jednofázové nebo třífázové s řídicí elektronikou PLC. Z hlediska potřebného výkonu se napájení dělí na 230V/50Hz a 400V/50Hz. Výhodou elektropohonů je snadná řiditelnost a ovladatelnost, nízká úroveň hluku a nehrozí úniky provozních kapalin. Nevýhodou

jsou však rozměry motoru, které úměrně rostou s požadovaným výkonem, a rozsah pracovních teplot, které jsou značně omezeny. Z hlediska pohybu, který může elektrický pohon vykonávat, se rozdělují na:

- a) rotační
- b) přímočarý (lineární aktuátor) – jako náhrada hydraulických pohonů



Obr. 11 Závora vybavena elektrickým pohonem [20]

1.2.2 HYDRAULICKÝ POHON

Hydraulický pohon je využíván všude tam, kde je potřeba práce s vysokými silami (např. silniční bariéry, ramenná závora), nebo v místech s malým zástavbovým prostorem (výsuvné sloupy). Principem je přeměna mechanické energie na tlakovou. V poměru velikosti komponent k přenášenému výkonu jsou nejvýkonnější a nejpresnější. Výhodou je využití vnějšího hydraulického okruhu. Samotná závora je tedy opatřena pouze hydraulickým válcem, který je připojen k centrále produkující požadovaný výkon. Zdrojem energie soustavy je nejčastěji tří-fázový elektromotor řízený elektronikou s mikroprocesorem. Výhodou je nezávislost přímého napájení ze sítě a zachování krouticího momentu a síly bez provozu hydraulického čerpadla. Nevýhodou je potřeba velkého množství prvků pro hydraulický obvod (např. čerpadla, nádrže, ventily, chladiče,...), což vede k vysoké hmotnosti a ceně. [21]



Obr. 12 Řez hydraulickým válcem [22]

1.2.3 PNEUMATICKÝ POHON

Principem pneumatického pohonu je využití energie stlačeného vzduchu, který je nasáván kompresorem a následně stlačován na požadovaný tlak. Důležitou součástí je regulační člen, který je umístěn na výstupu kompresoru a slouží k nastavení požadovaného tlaku v rozvodu [33]. V oblasti mechanických závor nalezne využití jen velmi úzce, zejména pro výsuvné sloupy. Důvodem použití pneumatického pohonu je vysoká rychlost ve srovnání s hydraulickými a elektrickými pohony. Další výhodou je jednoduchost, nízká cena a minimální údržba. Nevýhodou jsou vysoké náklady na výrobu stlačeného vzduchu a citlivost ovládacích a regulačních ventilů a dalších prvků na nečistoty.



Obr. 13 Pneumatický válec [23]

1.3 ZHODNOCENÍ A VÝBĚR VHODNÉ KONCEPCE

Silniční bariéra patří z hlediska schopnosti zadržení vozidel mezi nejúčinnější. Dokáže zastavit jak jednostopá, tak dvoustopá vozidla, což je důležitou skutečností pro dané zadání. V případě velkých nároků na rozměry lze využít lineární aktuátor nebo elektrický pohon opatřen vysoko-otáčkovým elektromotorem a převodovkou s patřičným převodovým poměrem.

Výsuvné hroty vyhovují zadání z ohledu možnosti zadržení jakýchkoli vozidel s kolovým podvozkem a zabraňují tak neoprávněnému vjezdu na hlídaná parkoviště. Nevyhovuje však z hlediska rozměrů, především výšky, jelikož by při hodnotě 700mm mohly působit i smrtelná zranění. Při incidentu vozidla se zábranou je žádoucí proražení pneumatik, a tím znehybnění vozidla. Při zadané výšce by došlo ke změně funkčního principu.

Výsuvné sloupy mají při zadržení dvoukolých vozidel srovnatelnou účinnost se silniční bariérou, tudíž by tomuto požadavku zadání vyhověly. Splňují i požadovanou výšku, jelikož tento druh zábrany je konstruován až do výšky 1 metru. Problém je ale při zadržení jednostopých vozidel, kdy je účinnost v tomto případě prakticky nulová. Tudíž pro požadavky zadání je tato zábrana nevyhovující.

Brána je nejčastější variantou pro ochranu soukromého pozemku. Z důvodu dlouhého časového intervalu potřebného pro otevření a zavření je vhodné používat toto zařízení v místech, která nepodléhají vysoké intenzitě provozu. Zadáním této práce je konstrukce závory pro parkoviště vozidel, přičemž se dá předpokládat častý vjezd nebo výjezd vozidel. Nevýhodou je také potřeba velkého prostoru pro otevření. Z těchto důvodů je daná koncepce zamítnuta.

Ramenná zábrana je méně častou variantou zabezpečení areálů, avšak z hlediska zadržení velmi účinnou. Hlavním důvodem, kvůli kterému je použití výjimečné, jsou vysoké nároky kladené na pohonný mechanismus a samotnou konstrukci. Je to dáno zejména délkou zvedaného ramene, které způsobuje vysoký krouticí moment působící proti momentu vytvářenému pohonem. Díky této skutečnosti je nejvhodnější použití hydraulického pohonu.

Závora a výškový omezovač se řadí mezi závory vizuální. Nepoužíváme je tedy za účelem zabezpečení areálů, nýbrž pro regulaci a případné omezení silničního provozu. Úkolem této práce je však konstrukční návrh závory za účelem zadržení vozidla. Z tohoto důvodu je použití jakékoli vizuální závory pro dané zadání nevhodné.

Parkovací zábrany jsou z hlediska oblasti použití, pro kterou jsou určeny, nevhodné. Dalším důvodem jsou rozměry, které jsou z hlediska šířky nedostačující.

1.4 KWAPIL & Co GMBH

Firma Kwapil & Co GesmbH je společnost sídlící v Brně. V oblasti trhu se soustředí zejména na dodávání motorů a pohonů dle zákaznických požadavků. Během několika let si tým firmy Kwapil vybudoval spolupráci se širokou sítí výrobců motorů, převodovek lineárních vedení, průmyslových řídicích systémů a elektroniky. Další významnou událostí bylo vybavení firmy konstrukčními a výrobními technologiemi sloužícími k vývoji a výrobě mechanických dílů potřebných pro kompletaci pohonných systémů. Kwapil & Co nabízí výrobky v následujících kategoriích [24]:

- a) Servopohony
- b) Manipulační systémy
- c) Krokové motory
- d) Malé motory
- e) Lineární pohony
- f) Řídicí systémy motoru



Obr. 14 Sídlo firmy Kwapil & Co GesmbH

2 KONCEPČNÍ NÁVRH MECHANICKÉ ZÁVORY

Tato kapitola závěrečné bakalářské práce se bude zabývat vlastním konstrukčním návrhem vycházejícím z parametrů zadání a z výše provedené rešerše. Dále zde budou popsány důležité použité komponenty.

2.1 ZÁKLADNÍ SPECIFIKACE

Pro samotný konstrukční návrh byly určující zadaná šířka závory 5 000 mm a výška 700 mm. Dalším parametrem byl požadavek na konstrukci s výklopnou pracovní částí z vozovky a v neposlední řadě snaha o minimální potřebné zástavbové rozměry. Výstupem provedené rešerše, zaměřené na existující konstrukční řešení závor a také na možné typy použitelných pohonů spolu se všemi určujícími požadavky, byl vlastní konstrukční návrh. Výhody a nevýhody jednotlivých typů závor byly popsány v rešeršní části a jako nejvhodnější pro tuto práci se jeví závory bezpečnostní. Dále při porovnání jednotlivých konstrukčních variant dané skupiny je jako částečný vzor použita silniční bariéra. Určující pro výběr pohonu byl požadavek o využití pohonné techniky firmy Kwapil & Co GesmbH. Jak už bylo zmíněno výše (kap. 1.4), společnost je dodavatelem výhradně elektrických pohonů, a proto je použití hydraulického nebo pneumatického pohonu nevhodné.

Jelikož se bude závora používat pro hlídání parkoviště vozidel, je důležitým parametrem také čas potřebný pro zvednutí. Ten se u závor, jako jsou silniční bariéry, pohybuje v intervalu 3-6s. Rozmezí je dáno typem pohonu, který využívají, a celkovými rozměry, především šířky a výšky pracovní části. Dalším zohledňujícím předpokladem při délce závory 5 000 mm je možnost dvouproudého řízení dopravního provozu. Výsledné rozvržení samotné konstrukce bylo provedeno v závislosti na běžném rozchodu kol osobních automobilů, který činí 1500–1800 mm.



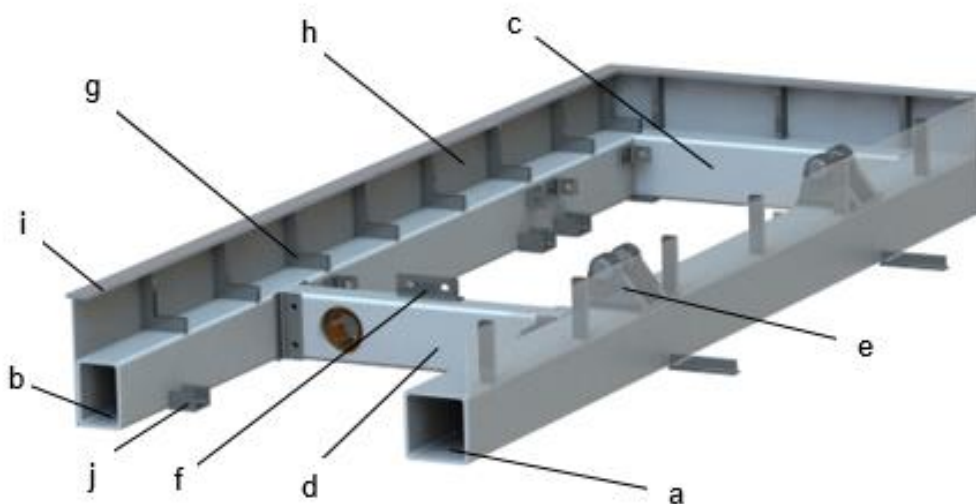
Obr. 15 Konstrukční návrh mechanické závory

2.2 RÁM

Vnější část rámu navržené konstrukce je svařována z normalizovaných profilů dodávaných obchodní organizací Ferona a.s.[32]. Materiálem je konstrukční ocel ČSN 11 503. Skládá se ze dvou podélných profilů a dvou příčných profilů o výšce 140 mm a tloušťce stěny 8 mm. Šířka jednotlivých částí je odlišná a pohybuje se v rozmezí 80 – 140 mm. Na nosném podélném profilu jsou pro uchycení výklopné části závory přivařeny moduly s čepem, který je uložen v kluzných pouzdrech.

Jelikož se předpokládá usazení rámu spolu se zdvihacím mechanismem do betonových základů, je důležité boční oplechování a lemování horní části rámu po celém obvodu. K tomuto účelu jsou na všech obvodových profilech přivařeny vzpěry z plochých normalizovaných tyčí, které slouží jako opora pro přivaření vnějšího plechu a také pro horní lemování rámu. Svařenec z plochých tyčí přivařený na dopadovém podélném profilu slouží jak pro uchycení plechu, tak zároveň i jako opěrná plocha v okamžiku dolní polohy výklopné části. Příčný profil s radiálním kloubovým ložiskem pro následné uložení hřídele je k základnímu rámu upevněn pomocí šroubů. Důvodem šroubového spojení je umožnění případné demontáže bez potřeby vytažení celého rámu a také částečné vymezení vůlí pro dosažení potřebné souososti ložisek na obou koncích hřídele.

Pro bezpečný přejezd automobilů přes samotné zařízení byly navrženy přejezdové konstrukce. Pro jejich upevnění slouží normalizovaný „L“ profil se zhotovenými oválnými drážkami pro šrouby. Důvodem oválného tvaru je možnost manipulace s konstrukcí v horizontálním směru a docílení tak požadované polohy.



Obr. 16 Řez rámu mechanické závory

a) podélný profil nosný, **b)** podélný profil dopadový, **c)** příčný profil, **d)** příčný profil s radiálním kloubovým ložiskem pro uložení hřídele, **e)** modul pro uchycení výklopné části závory, **f)** „L“ profil pro uchycení přejezdových konstrukcí, **g)** svařenec z plochých tyčí, **h)** boční plechování, **i)** lem rámu, **j)** dosedací plocha přejezdové konstrukce

2.3 PŘEJEZDOVÉ KONSTRUKCE

Přejezdové konstrukce plní funkci přemostění mechanické závory a slouží tedy k bezpečnému přejezdu osobních automobilů. Jedná se opět o svařenou konstrukci složenou z několika částí. Hlavním prvkem jsou stojiny. Polotovarem pro výrobu je plech válcovaný za tepla z materiálu ČSN 11 503 o tloušťce 25 mm, do kterého je plazmou vypálený požadovaný tvar. Po obou koncích stojiny jsou výřezy pro uložení a následné přivaření obvodových plochých tyčí z materiálu ČSN 11 378. K nim jsou poté kolmo přivařeny další ploché tyče, které vytváří „žebrování“ rámu přejezdové konstrukce. Poslední částí je krycí plech z oceli ČSN 11 373 o tloušťce 8 mm. Plech je žebrovaný z důvodu dosažení částečné adheze.



Obr. 17 Přejezdová konstrukce

a) krycí plech, **b)** stojiny, **c)** obvodová plochá tyč

2.3.1 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PŘEJEZDOVÉ KONSTRUKCE

Konstrukce jako svařenec obsahuje poměrně velké množství součástí a svarů. V závislosti na tom by bylo velmi obtížné každý svar jednotlivě kontrolovat a obzvláště určovat způsob jeho namáhání. Proto byla pro kontrolu konstrukce zvolena metoda konečných prvků neboli MKP. Samotná MKP je analýza založena na principu rozdělení řešené oblasti (modelu) na konečný počet podoblastí – prvků. Prvním krokem je vytvoření sítě konečných prvků na těle modelu. Vlastní síť je charakterizována počtem a polohou uzlů, přičemž výsledná hustota prvků sítě zásadně ovlivňuje následné výsledky. Uzly sítě jsou pak body, ve kterých hledáme neznámé parametry (např. natočení a posuvy, pro které dále hledáme napětí). Hlavní výhodou numerické metody je schopnost řešit složitá tělesa oproti analytické metodě, kdy lze řešit pouze tělesa elementární, která se v oblasti strojní vyskytují jen velmi zřídka.

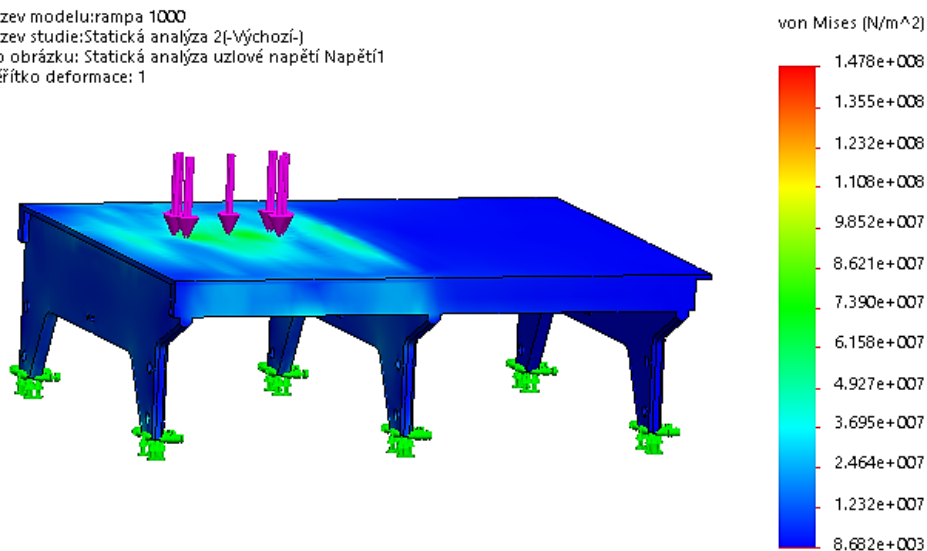
Pro vytvoření modelu samotné konstrukce byl použit software Solidworks 2015 od společnosti Dassault Systemes s integrovanou numerickou metodou konečných prvků MKP. Pro dosažení co nejvyšší přesnosti výsledku bylo důležité přidělit jednotlivým dílům konstrukce skutečné mechanické vlastnosti a nasimulovat patřičné spojení všech součástí. Mechanické

vlastnosti zvolených materiálů jsou uvedeny v tabulce 1. Pro zvolení zatěžující síly bylo vycházeno z maximální dovolené hmotnosti osobního automobilu, což činí 3 500 kg tedy přibližně 35 000 N a z toho zatížení na jedno kolo 8 750 N. Plocha styku pneumatiky s konstrukcí byla zvolena pro šíři pneumatiky 190 mm o délce 50 mm. Styk konstrukce se základním tělesem (zemí) je realizován vytvořením fixní vazby.

Tab. 1 Jmenovité hodnoty pevnostních veličin konstrukčních ocelí [25]

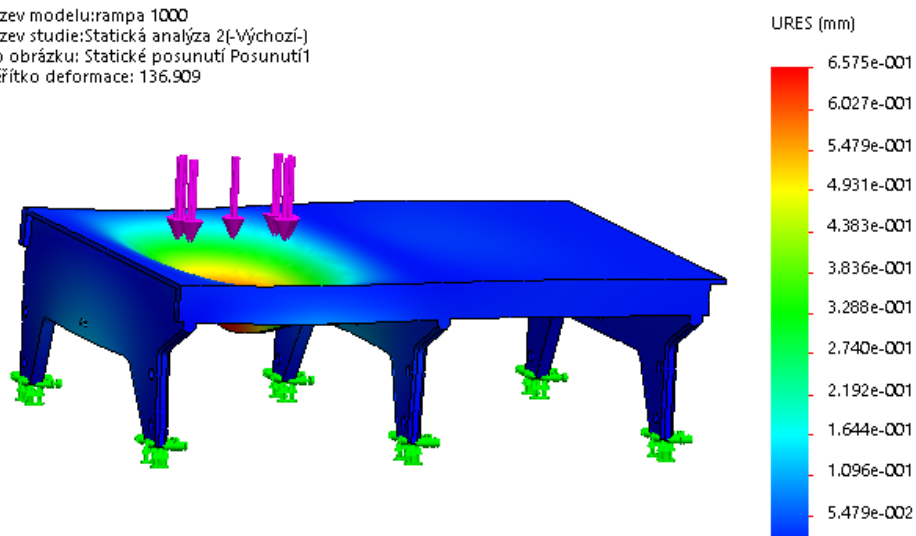
Pevnostní třída oceli podle ČSN EN 10025	Značení oceli dle ČSN	Mez kluzu (Mpa)	Mez pevnosti (Mpa)
S 235	11 373	235	360
	11 378	235	360
S 355	11 503	355	510

Název modelu: rampa 1000
Název studie: Statická analýza 2(-Výchozí-)
Typ obrázku: Statická analýza uzlové napětí Napětí1
Měřítko deformace: 1



Obr. 19 Statická analýza napětí

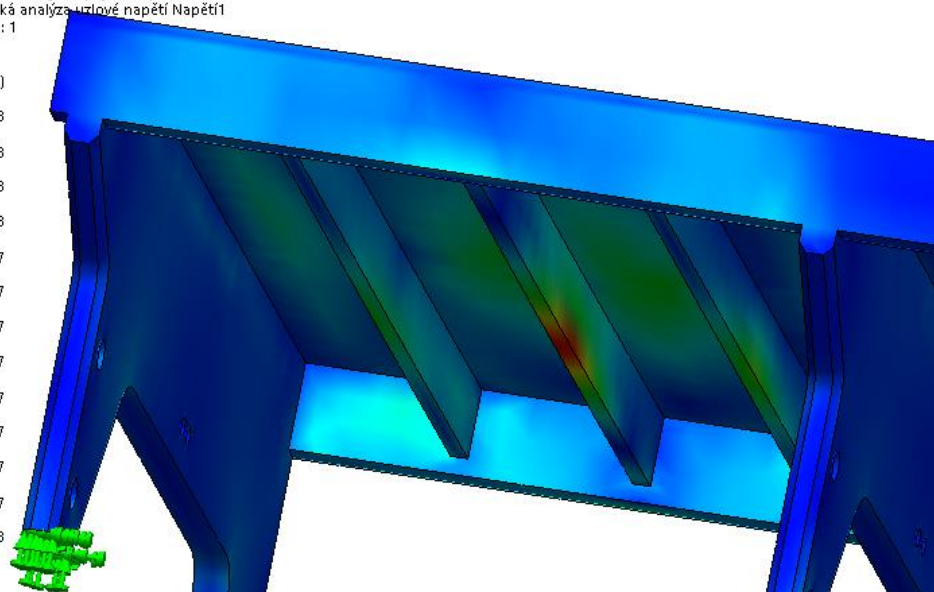
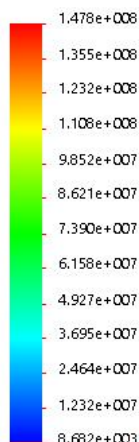
Název modelu: rampa 1000
Název studie: Statická analýza 2(-Výchozí-)
Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí1
Měřítko deformace: 136.909



Obr. 18 Charakteristika deformace

Název modelu: rampa 1000
 Název studie: Statická analýza 2(-Výchozí-)
 Typ obrázku: Statická analýza uzlové napětí Napětí1
 Měřítko deformace: 1

von Mises [N/m²]



Obr. 20 Detailní zobrazení místa působení maximálního napětí

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} \quad (2.1)$$

$$k = \frac{235}{180} = 1,3$$

kde: k – součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti [-]

R_e – mez kluzu oceli třídy S 235 [MPa]

σ_{max} – maximální napětí [MPa]

Výsledek pevnostní analýzy je viditelný na obr. 19. Zároveň je zde zřejmé místo působení největšího napětí, které činí přibližně 180 MPa. Dle obr. 18 je zřetelná největší deformace a činí 0,7 mm. Místo maximálního posunutí je stejné jako místo působení maximálního napětí, což je logické vzhledem k uspořádání konstrukce a místu zatížení. Avšak hodnota posunutí je v tomto případě téměř nepodstatná. Při uvažování součinitele bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti je dle rovnice (1.2) zjištěna bezpečnost, která vychází 1,3. Vzhledem ke skutečnosti, kdy konstrukce byla zatížena maximální přípustnou vahou osobního automobilu, tedy 3 500 kg, je možné považovat konstrukci za bezpečnou.

2.4 POUŽITÉ KONSTRUKČNÍ PRVKY

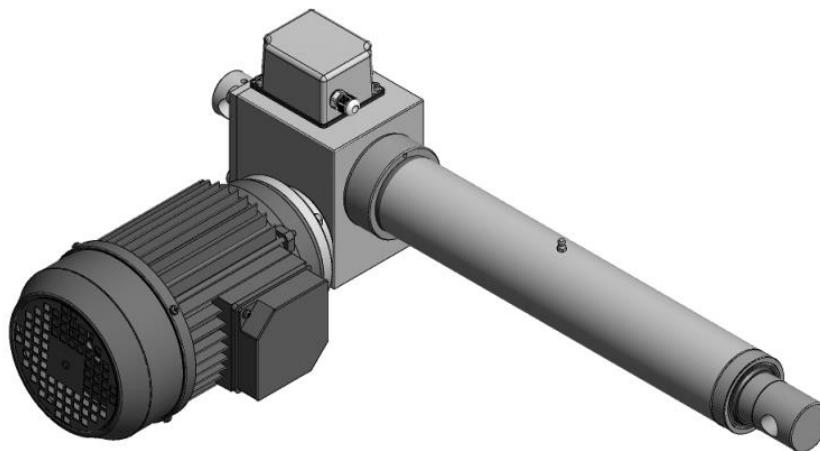
V této části budou popsány důležité použité konstrukční prvky. Pro dosažení co nejnižší ceny na výrobu mechanické závory bylo klíčové využít normalizovaných a existujících komponent.

2.4.1 POHON

Mezi cíli práce je vybavit závoru především nakupovanými mechanickými celky a pohony firmy Kwapil & Co GesmbH. Bohužel při výběru motoru pro osazení zdvihacího mechanismu navrhované závory tento cíl nelze dodržet. Důvodem je nedostatečný výkon pohonů dodávaných výše zmíněnou společností, jelikož se specializují především na pohony nižších výkonů a nižších krouticích momentů. Při snaze o dodržení daného cíle by bylo jedinou možnou variantou použití servopohonu. Takové řešení by však bylo velmi nákladné, jelikož se tento druh pohonu využívá zejména pro aplikace, kde jsou kladeny vysoké nároky na regulační parametry, tj. přesnost a rychlost regulace.

Proto byla zvolena alternativa v podobě lineárního aktuátoru AV3 od firmy MecVel [27]. Rotační pohyb zajišťuje třífázový asynchronní motor o výkonu 1,8 kW, otáčkách 2 800 min⁻¹ a napětí 400 V / 50 Hz. Transformaci rotačního pohybu na pohyb lineární zajišťuje šnekový převod. Konečný lineární pohyb pak obstarává trapézový šroub. Výstupem těchto parametrů a použitých komponent pohonu je výsledná rychlost 20 mm/s a maximální síla 25 000 N. Pro zajištění stálé polohy mechanismu je motor opatřen brzdou.

Jelikož se předpokládá kontakt pohonu s vodou a prachem, je důležitým parametrem možnost opatření pohonu krytím IP65. Předpisem pro současnou specifikaci krytí elektrického zařízení je norma ČSN EN 60 529 stupně ochrany krytem [26]. Dle této normy první číslo udává stupeň ochrany před dotykem nebezpečných částí a před vniknutím cizích pevných těles. V tomto případě číslo 6 označuje zařízení jako prachotěsné a chráněné před dotykem drátem. Druhé číslo udává stupeň ochrany proti vniknutí vody. Číslo 5 vyznačuje ochranu proti tryskající vodě.



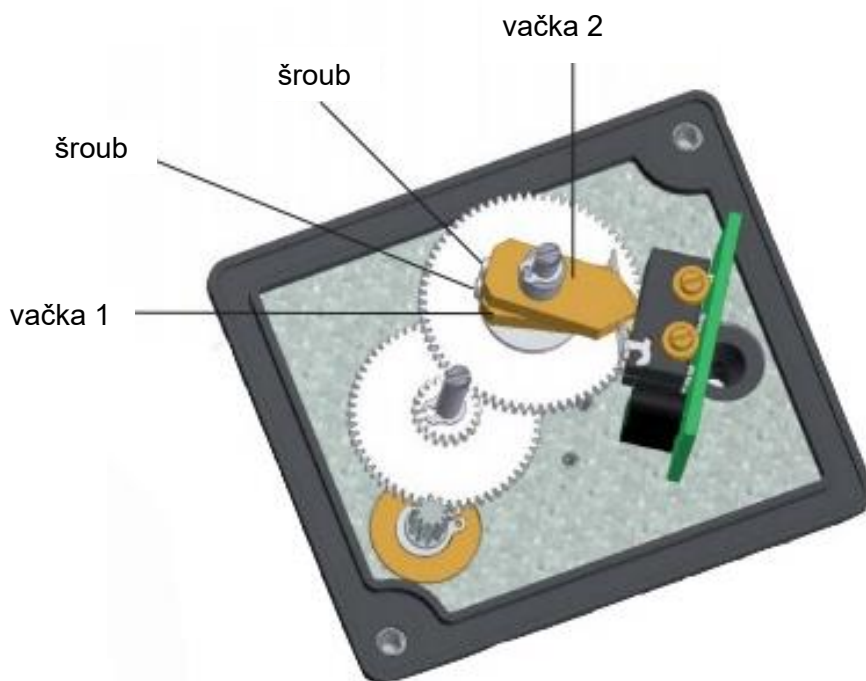
Obr. 21 Lineární aktuátor MecVel AV3 [27]

NASTAVENÍ KONCOVÝCH POLOH

Výhodou použití zmíněného lineárního aktuátoru je možnost nastavení koncových poloh přímo na samotném pohonu. Není tedy potřeba jiných polohových snímačů, jako jsou koncové spínače, enkodéry, aj. Vlastní nastavení je velmi snadné a je znázorněno na obr. 22. Postup je následující:

- 1) uvolnění zámku pomocí dvou šroubů
- 2) vyjetí pracovní tyče na požadovanou horní polohu
- 3) otočení vačky č. 1 k odpovídajícímu mikrospínači a zafixování polohy utáhnutím příslušného šroubu
- 4) vyjetí pracovní tyče na požadovanou dolní polohu
- 5) otočení vačky č. 2 k odpovídajícímu mikrospínači a zafixování polohy utáhnutím příslušného šroubu

Skutečnost, že koncové polohy navrhovaného mechanismu jsou stálé, jeví toto řešení pro nastavení koncových poloh jako plně dostačující. Pokud by bylo žádoucí řízení polohy v plném rozsahu zdvihu mechanismu, bylo by vhodné použít např. enkodér.



Obr. 22 Nastavení koncových poloh [28]

HAVARIJNÍ STAV

V případě výpadku proudu, nebo jiného znemožnění automatického ovládání, je možno ovládat pohon manuálně pomocí druhé hřídele nebo prodlouženého šnekového šroubu.

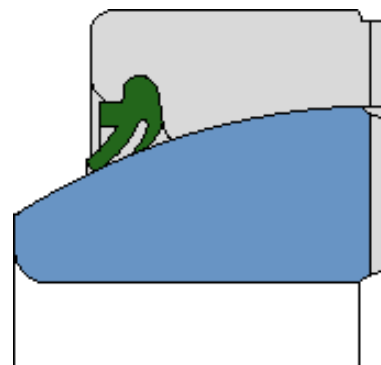
2.4.2 RADIÁLNÍ KLOUBOVÉ LOŽISKO

Při výběru ložisek a návrhu jejich uložení bylo vycházeno z několika předpokladů. Jedním z nich je dráha otáčení, která činí pouze 36° otočení hřídele. V důsledku toho není potřebné použití ložisek, která se vyznačují provozem za vysokého počtu otáček. Důležitějšími parametry však byla statická únosnost ložiska a z hlediska nároků na údržbu především možnost utěsnění ložiska proti vodě a prachu. Podstatná je také skutečnost, že po konečné montáži celé konstrukce nebudou skutečné tolerance souososti ložisek totožné s požadovanými, což by mohlo vést k následnému problému při uložení hřídele.

Dle uvedených požadavků byla vybrána radiální kloubová ložiska GEZ 208 ES – 2RS od firmy SKF v kombinaci kluzných povrchů ocel na ocel. Tato ložiska umožňují naklápění hřídele, což kompenzuje případnou nesouosost vzniklou výrobou, nebo samotným prohýbáním hřídele při provozu. Ložiska řady 2RS se vyznačují těsněním se dvěma třecími břitzy po obou stranách (obr. 23). Další možnou variantou by bylo použití ložiskových těles, která v sobě naklápěcí ložiska mají nalisovaná. Avšak vzhledem k uspořádání navrhované konstrukce by bylo problematické tato tělesa upevnit tak, aby byla zaručená jejich spolehlivost při provozu.



Obr. 24 Radiální kloubové ložisko [29]



Obr. 23 Princip utěsnění ložisek pomocí dvou břitů [30]

2.4.3 2D LASEROVÝ SKENER

Jelikož bude závora instalována na veřejně přístupných místech, musí být zajištěna její bezpečnost vůči okolním objektům, jako jsou lidé nebo vozidla. Bez potřebného opatření by mohlo dojít ke střetu výklopné části závory s člověkem, což by mohlo být příčinou nežádoucího zranění. Dále by mohlo dojít ke střetu s vozidlem, což je nežádoucí z pohledu poškození automobilu. Aby se předešlo k výše uvedeným událostem, používají se různé typy bezpečnostních opatření, jako jsou indukční smyčky, optické závory nebo 2D laserové skenery.

Pro tento návrh je použit 2D laserový skener, který je uveden na obr. 25, s označením TiM351 od firmy Sick pro jeho všestranné použití. Aplikace tohoto zařízení je vyobrazena na obr. 7. Úkolem laseru pro toto navrhované řešení závory je snímání objektů v okolí závory s konečným výsledkem v podobě povolení nebo zamítnutí zvednutí výklopné části z vozovky. Tedy v případě přítomnosti objektu nad samotnou závorou bude zabráněno zdvižení výklopné části mechanismu. Pracovní oblast laseru se pohybuje v rozmezí 0,05 m – 10 m, což je pro závoru o délce 5 m plně dostačující.

Dalším možným využitím je např. zabránění kolize na obráběcím stole, kontrola obsazení polic ve skladech, zamezení projetí vozidel těsně za sebou u posuvných vrat, zabezpečení cenných objektů v muzeích aj. V porovnání s indukční smyčkou je hlavní výhodou zaznamenání jakéhokoli objektu z kteréhokoli materiálu. Nevýhodou indukční smyčky je snížená citlivost při zaznamenání jízdních kol a motocyklů pro jejich malý vliv na magnetické pole a u vozidel SUV pro velkou světlou výšku [31].



Obr. 25 2D laserový skener TiM361 [31]

2.4.4 OSTATNÍ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI

Všechny normalizované prvky použité pro svařovaný rám a výklopnou část závory, jako jsou ploché tyče, plechy, uzavřené profily (jäckly) a ocelové trubky, byly vybírány z nabízeného sortimentu společnosti Feron a.s. [32]

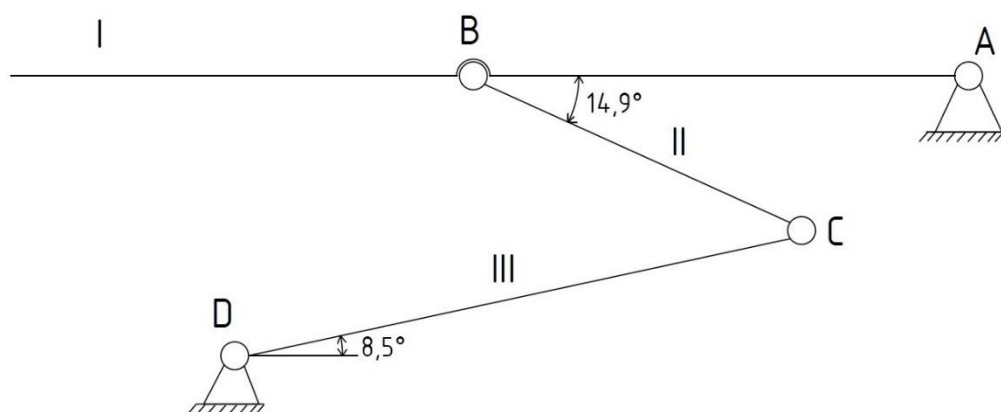
3 FUNKČNÍ VÝPOČTY PRO NÁVRH MECHANICKÉ ZÁVORY

Následující kapitola bakalářské práce se bude zabývat potřebnými funkčními výpočty pro návrh jednotlivých částí konstrukce.

3.1 ROZBOR MECHANISMU

Jelikož je navrhovaná konstrukce mechanismu symetrická, lze ji pro zjištění výsledných sil ve vazbách řešit zjednodušeně jako 2D úlohu [1]. Všechny následně uvedené rozměrové, hmotnostní a další parametry byly zjištěny v programu SolidWorks. Stejně tak byla zjištěna i poloha těžiště pro jednotlivé části mechanismu.

3.1.1 KINEMATICKÝ ROZBOR



Obr. 26 Kinematické schéma mechanismu

kde: *I, II, III* – označení jednotlivých těles mechanismu

A, B, C, D – rotační vazby

$$i = i_v - \left(\sum \xi_i - \eta \right) \quad (3.1)$$

$$i = 3 \cdot 3 - (2 + 2 + 2 + 2 - 0) = 1^{\circ}v$$

kde: *i* – počet stupňů volnosti volného tělesa

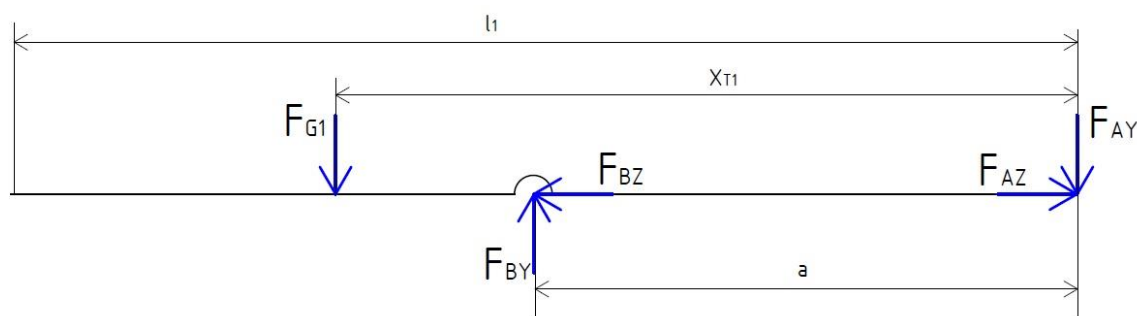
$\sum \xi_i$ – počet složek pohybu odebraných vazbami

η – počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

$\sum \xi_i - \eta$ – počet stupňů volnosti odebraných stykovými vazbami

3.1.2 UVOLNĚNÍ TĚLES I, II, III

I



Obr. 27 Uvolnění tělesa I (výklopná část)

kde: F_{G1} – tíhová síla výklopné části [N]

F_{AY}, F_{AZ} – reakce od podpory A [N]

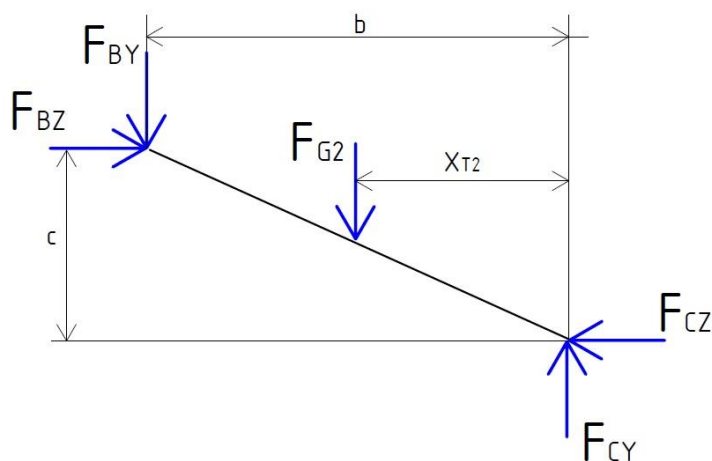
F_{BY}, F_{BZ} – reakce od podpory B [N]

l_1 – délka výklopné části [m]

a – vzdálenost mezi čepem otáčení a působení horního ramene [m]

x_{T1} – poloha těžiště výklopné části vzhledem k čepu otáčení [m]

II



Obr. 28 Uvolnění tělesa II (horní rameno)

kde: F_{G2} – tíhová síla horního ramene [N]

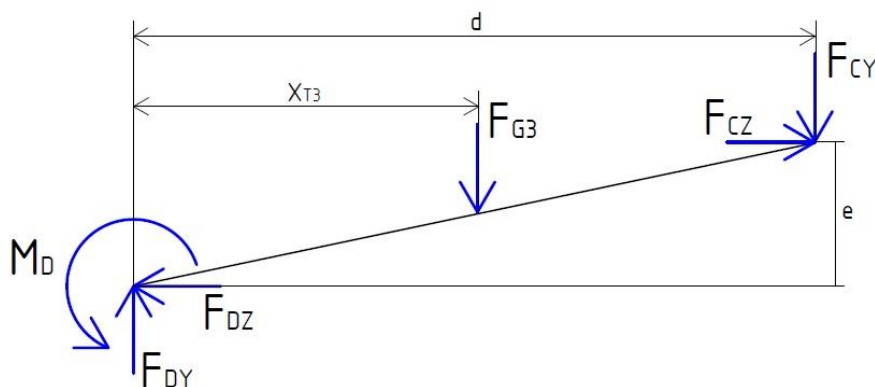
F_{CY}, F_{CZ} – reakce od podpory C, spodního zvedacího ramene [N]

b – vodorovná vzdálenost mezi čepem B a C [m]

c – svislá vzdálenost mezi čepem B a C [m]

x_{T2} – poloha těžiště horního ramene vzhledem k čepu C [m]

III



Obr. 29 Uvolnění tělesa III (spodní rameno)

kde: F_{G3} – tíhová síla spodního ramene [N]

F_{DY}, F_{DZ} – reakce od hřídele [N]

d – vodorovná vzdálenost mezi čepem C a hřídelí [m]

e – svislá vzdálenost mezi čepem C a hřídelí [m]

x_{T2} – poloha těžiště spodního ramene vzhledem k hřídeli [m]

3.1.3 STATICKÝ ROZBOR

Statický rozbor slouží pro ověření řešitelnosti soustavy a souvisí tak s kinematickým rozbohem. Nejprve je potřeba určit počet použitelných podmínek statické rovnováhy pro daný typ soustavy, v tomto případě pro obecnou rovinnou silovou soustavu. Dále je nutné určit počet neznámých parametrů a nakonec ověřit samotnou řešitelnost soustavy [1].

$$\nu = 9 \quad (\nu_F = 6; \nu_M = 3)$$

$$NP - \{F_{AY}, F_{AZ}, F_{BY}, F_{BZ}, F_{CY}, F_{CZ}, F_{DY}, F_{DZ}, M_D\}$$

$$\mu = 9 \quad (\mu_F = 8; \mu_M = 1)$$

$$\mu = \nu \quad (3.2)$$

$$9 = 9$$

$$\mu_r + \mu_M \leq \nu_M \quad (3.3)$$

$$1 \leq 3$$

kde: v – počet použitelných podmínek

v_F, v_M – použitelné silové a momentové podmínky

μ – počet neznámých parametrů

μ_r, μ_F, μ_M – neznámé deformační, silové a momentové parametry

M_D – hledaný krouticí moment potřebný pro zvednutí vyklápěcí části závory [Nm]

Z rovnic 3.4 a 3.6 plyne, že úloha je staticky určitá, a proto je možné pokračovat v sestavení rovnic a dopočítání všech neznámých parametrů.

3.1.4 VÝPOČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

Pro zjednodušení a urychlení výpočtu byly sestavené rovnice silové a momentové rovnováhy pro všechna tři tělesa vypočítány programem Mathcad 15. Následující rovnice odpovídají stavu mechanismu ve sklopené poloze. Úhel mezi výklopnou částí a vozovkou je tedy nulový. Pro danou řešenou polohu jsou známy tyto parametry:

$$a = 0,40 \text{ m}$$

$$b = 0,31 \text{ m}$$

$$c = 0,08 \text{ m}$$

$$d = 0,46 \text{ m}$$

$$e = 0,07 \text{ m}$$

$$x_{T1} = 0,50 \text{ m}$$

$$x_{T2} = 0,15 \text{ m}$$

$$x_{T3} = 0,20 \text{ m}$$

$$m_1 = 120,80 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1,57 \text{ kg}$$

$$m_3 = 5,69 \text{ kg}$$

Protože považujeme mechanismus za 2D těleso, musíme do výpočtů tíhových sil zahrnout hmotnosti všech zvedaných částí, tedy jedné výklopné části, čtyř horních ramen a dvou spodních ramen. Čepy a jiné malé prvky lze díky jejich nízké hmotnosti zanedbat.

$$F_{G1} = m_1 \cdot g \quad (3.4)$$

$$F_{G1} = 120,1 \cdot 9,81$$

$$F_{G1} = 1186 \text{ N}$$

$$F_{G2} = 4 \cdot m_2 \cdot g \quad (3.5)$$

$$F_{G2} = 4 \cdot 1,57 \cdot 9,81$$

$$F_{G2} = 61,59 \text{ N}$$

$$F_{G3} = 2 \cdot m_3 \cdot g \quad (3.6)$$

$$F_{G3} = 2 \cdot 5,69 \cdot 9,81$$

$$F_{G3} = 111,6 \text{ N}$$

kde: m_1, m_2, m_3 – hmotnosti výklopné části, horního a spodního ramene [kg]
 g – tíhové zrychlení [m/s^2]

(1) Rovnice statické rovnováhy pro výklopnou část:

$$\sum F_Z = 0 \quad -F_{BZ} + F_{AZ} = 0 \quad (3.7)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad +F_{BY} - F_{AY} - F_{G1} = 0 \quad (3.8)$$

$$\sum M_A = 0 \quad -F_{BY} \cdot a + F_{G1} \cdot x_{T1} = 0 \quad (3.9)$$

(2) Rovnice statické rovnováhy pro horní rameno:

$$\sum F_Z = 0 \quad +F_{BZ} - F_{CZ} = 0 \quad (3.10)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad -F_{BY} + F_{CY} - F_{G2} = 0 \quad (3.11)$$

$$\sum M_C = 0 \quad +F_{BY} \cdot b - F_{BZ} \cdot c + F_{G2} \cdot x_{T2} = 0 \quad (3.12)$$

(3) Rovnice statické rovnováhy pro spodní rameno:

$$\sum F_Z = 0 \quad +F_{CZ} - F_{DZ} = 0 \quad (3.13)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad +F_{DY} - F_{CY} + F_{G3} = 0 \quad (3.14)$$

$$\sum M_D = 0 \quad +M_D - F_{CZ} \cdot e - F_{CY} \cdot d - F_{G3} \cdot x_{T3} = 0 \quad (3.15)$$

Soustava rovnic byla pro usnadnění vyřešena a vypočtena pomocí programu Mathcad:

$$F_{AZ} = 5\,672,6 \text{ N}$$

$$F_{YZ} = 296,4 \text{ N}$$

$$F_{BZ} = 5\,672,6 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 1\,481,9 \text{ N}$$

$$F_{CZ} = 5\,672,6 \text{ N}$$

$$F_{CY} = 1\,543,5 \text{ N}$$

$$F_{DZ} = 5\,672,6 \text{ N}$$

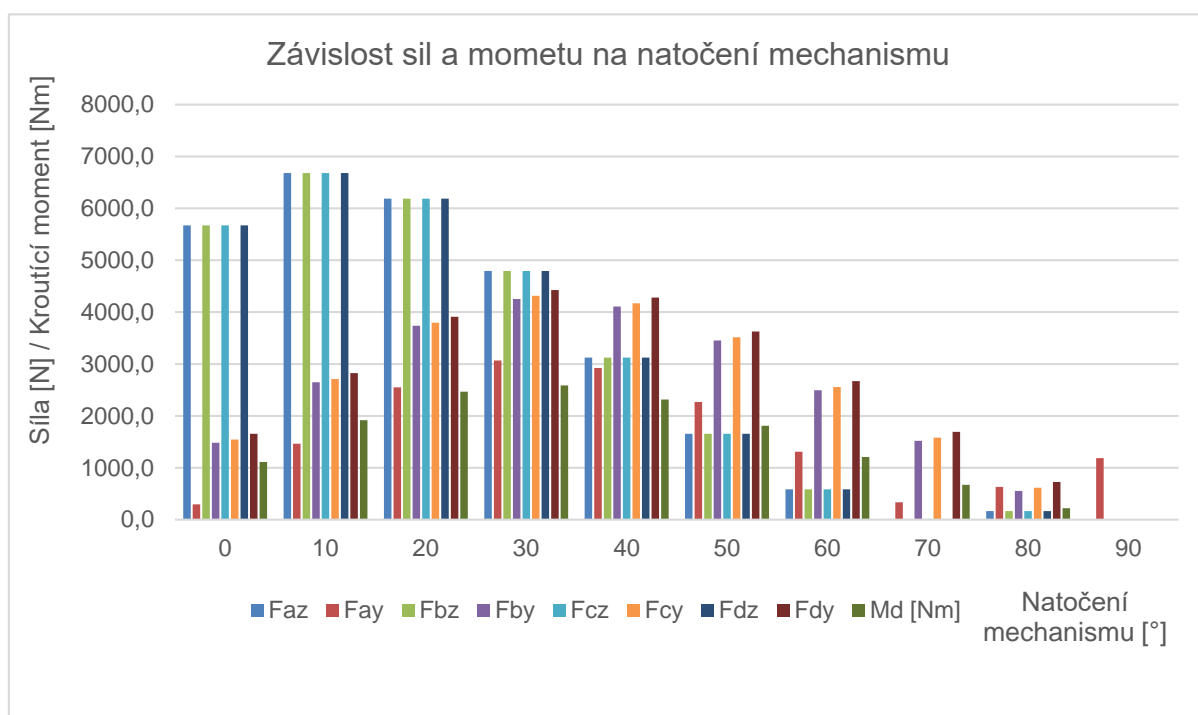
$$F_{DY} = 1\,655,1 \text{ N}$$

$$M_D = 1\,111,6 \text{ Nm}$$

Jak už bylo zmíněno výše, dané výsledné hodnoty odpovídají poloze, kdy se výklopná část závory nachází v rovině s vozovkou. To je však pro zodpovědné navržení mechanismu nedostačující, jelikož neznáme změnu sil ani krouticího momentu v průběhu zvedání mechanismu. Proto byl celý postup několikrát zopakován a to vždy po 10 ° natočení výklopné části kolem vazby A až do vzpřímené polohy. Výsledné hodnoty jsou zaznamenány v tab. 2. a zpracovány do grafu na obr. 30.

Tab. 2 Hodnoty sil a momentu v různých polohách mechanismu

[°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
[N]										
F _{AZ}	5672,6	6679,8	6186,6	4791,9	3124,3	1656,8	585,9	14,7	164,8	0,0
F _{AY}	296,4	1464,7	2550,5	3068,0	2922,3	2268,0	1310,2	334,5	631,8	1186,0
F _{BZ}	5672,6	6679,8	6186,6	4791,9	3124,3	1656,9	585,9	14,7	164,8	0,0
F _{BY}	1481,9	2650,2	3736,1	4253,5	4107,8	3453,5	2495,7	1520,0	553,7	0,0
F _{CZ}	5672,6	6679,8	6186,6	4791,9	3124,3	1656,8	585,9	14,7	164,8	0,0
F _{CY}	1543,5	2711,8	3797,6	4315,1	4169,4	3515,1	2557,3	1581,6	615,3	0,0
F _{DZ}	5672,6	6679,8	6186,6	4791,9	3124,3	1656,9	585,9	14,7	164,8	0,0
F _{DY}	1655,1	2823,4	3909,2	4426,7	4281,1	3626,7	2668,9	1693,2	726,9	0,0
M _D [Nm]	1111,6	1916,4	2465,9	2585,7	2315,6	1810,1	1206,9	672,8	221,7	0,0

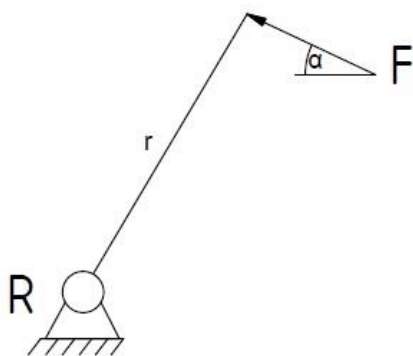


Obr. 30 Závislost sil a momentu na natočení mechanismu

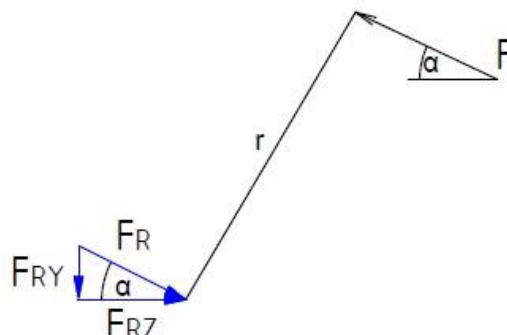
Na obr. 30 je zřetelně vidět závislost všech zatěžujících složek na natočení mechanismu. Ve chvíli, kdy je natočení výklopné části rovno nule, je rozdíl složek sil Z a Y největší. To je způsobeno uspořádáním samotné konstrukce, především počátečním malým úhlem mezi spodním a horním ramenem. Největších sil je dosaženo při natočení mechanismu 10° . Poté dochází k poměrnému vyrovnání obou složek sil a zároveň ke zvýšení krouticího momentu. Ten je v rozmezí natočení $30^\circ - 40^\circ$ nejvyšší a dosahuje přibližné hodnoty $2\,600\text{ Nm}$. Ta bude pro následující výpočty brána jako maximální.

3.2 VÝPOČET SIL PÁKY SPOJUJÍCÍ HŘÍDEL S POHONEM

U navrhovaného mechanismu nebude zdrojem krouticího momentu rotační pohon, nýbrž lineární aktuátor. Aby bylo možné pomocí tlačné síly vykonávat rotační pohyb, je zapotřebí páky. Působením síly, vyvolané lineárním aktuátorem na páku, vznikne krouticí moment na hřídeli. Pro použití co nejnižší síly k dosažení potřebného krouticího momentu je klíčové použít co nejdelší možnou páku s ohledem na konstrukci. Snahou také bylo dosáhnout kolmého působení síly motoru na páku ve chvíli, kdy je na hřídel vyvíjen maximální krouticí moment vzniklý od mechanismu, tedy při poloze 30° natočení mechanismu od vozovky.



Obr. 31 Schéma páky spojující pohon s hřídelí



Obr. 32 Statické uvolnění páky spojující pohon s hřídelí

Pro udržení kontroly nad celým rozsahem pohybu mechanismu je důležité opět provést výpočty hodnot měnících se sil a momentu v závislosti na natočení výklopné části. Jelikož je postup výpočtu stejný, bude uveden jeden vzor pro polohu 30° natočení mechanismu. V této poloze je přenášen maximální krouticí moment $M_{Kmax} = 2\,600\text{ Nm}$, délka ramene momentu $r = 160\text{ mm}$ a úhel naklopení pohonu $\alpha = 23,25^\circ$. Hodnoty typických poloh jsou uvedeny v tab. 3.

$$F = \frac{M_{Kmax}}{r} \quad (3.16)$$

$$F = \frac{2\,600\,000}{160}$$

$$F = 16\,250\text{ N}$$

$$F_{RZ} = F \cdot \cos(\alpha) \quad (3.17)$$

$$F_{RZ} = 16\,250 \cdot \cos(23,25^\circ)$$

$$F_{RZ} = 14\,919$$

$$F_{RY} = F \cdot \sin(\alpha) \quad (3.18)$$

$$F_{RY} = 16\,250 \cdot \sin(23,25^\circ)$$

$$F_{RY} = 6\,441\,N$$

kde: F – síla od pohonu [N]

F_R, F_{RY}, F_{RZ} – reakce v místě uchycení páky k hřídeli

α – úhel naklonění pohonu

r – rameno momentu vzniklého působením tlačné síly pohonu [mm]

Tab. 3 Hodnoty sil v místě uchycení páky s hřídelí v několika polohách mechanismu

[°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
r [mm]	157,90	159,40	159,90	160,00	159,85	159,59	159,00	157,95	155,80	144,68
α [°]	23,07	23,27	23,33	23,35	23,34	23,30	23,22	23,07	22,78	21,28
F [N]	7040	12020	15420	16250	14490	11340	7591	4260	1423	0
M_D [Nm]	1111,6	1916,4	2465,9	2600,0	2315,6	1810,1	1206,9	672,8	221,7	0,0
F_{RZ} [N]	6477	11040	14160	14920	13300	10420	6976	3919	1312	0
F_{RY} [N]	2759	4750	6107	6441	5739	4486	2993	1669	551	0

Ze získaných hodnot (tab. 3) je možné určit bezpečnost z hlediska únosnosti pohonu.

$$k_p = \frac{F_p}{F_{max}} \quad (3.19)$$

$$k_p = \frac{25\,000}{16\,250} = 1,54$$

kde: k_p – součinitel bezpečnosti vzhledem k možnému zatížení pohonu [-]

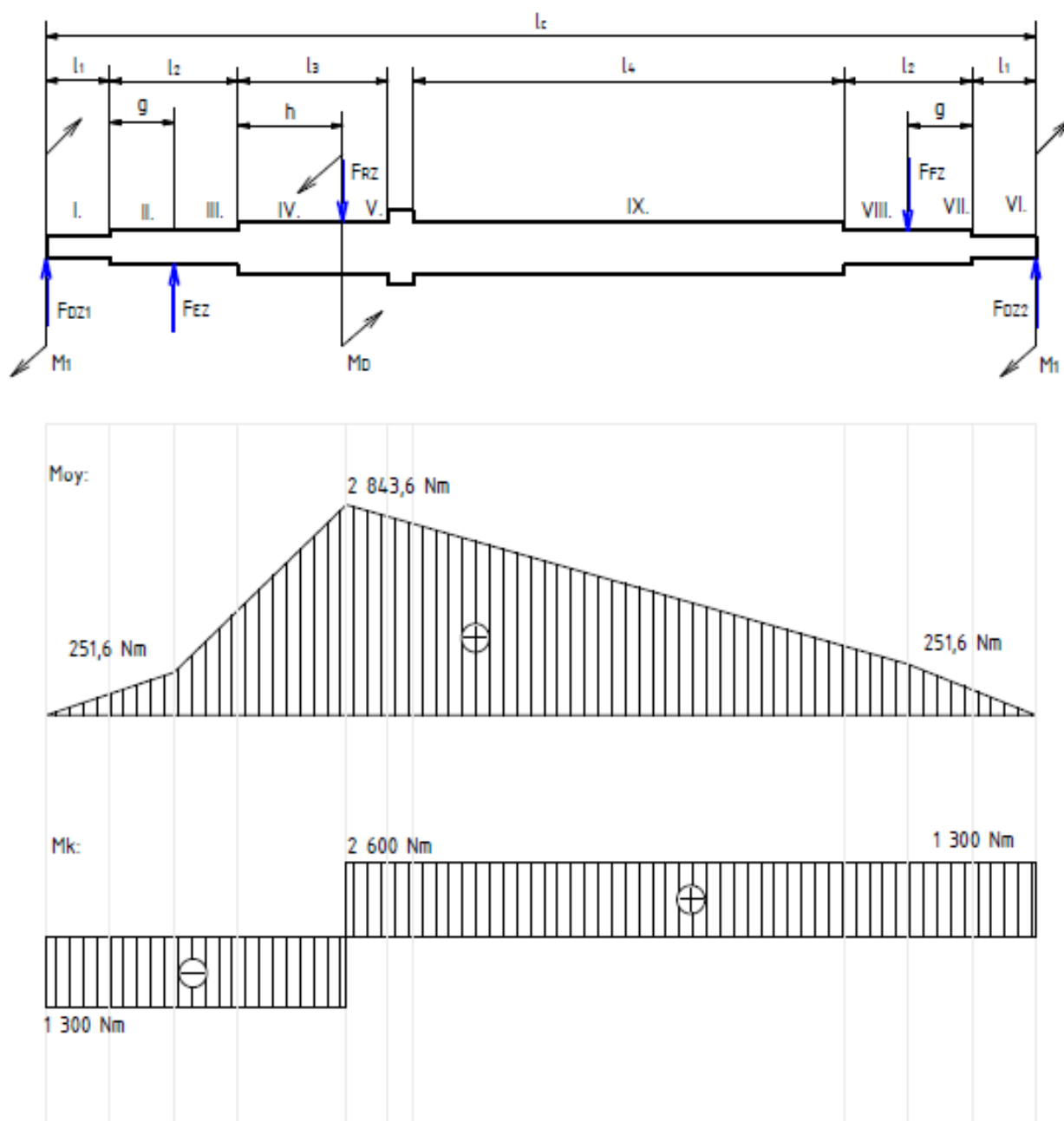
F_p – maximální možná síla pohonu [N] [27]

F_{max} – síla při maximálním hodnotě krouticího momentu M_D [N] (tab. 3)

3.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY HŘÍDELE (VVÚ)

V této části práce bude hlavním cílem znázornění výsledných vnitřních účinků hřídele a určení ohybových napětí v jednotlivých intervalech. Ty jsou potřebné z důvodu získání hodnot a pozic maximálního ohybového napětí σ_o a maximálního smykového napětí τ_K . Pro zjednodušení a přehlednost bude hřídel znázorněna ve dvou rovinách, Z-X a Z-Y. Znázornění odpovídá poloze mechanismu při maximální hodnotě krouticího momentu. Reakce v ložiskách E, F byly vypočteny programem AUTODESK ForceEffect.

3.3.1 VVÚ v ROVINĚ Z-X



Obr. 33 VVÚ v rovině Z-X

3.3.2 VÝPOČET OHYBOVÝCH MOMENTŮ V ROVINĚ Z-X

$$l_1 = 40 \text{ mm}$$

$$l_2 = 147 \text{ mm}$$

$$l_3 = 153 \text{ mm}$$

$$l_4 = 1\,473 \text{ mm}$$

$$l_c = 2\,050 \text{ mm}$$

$$g = 65 \text{ mm}$$

$$h = 113 \text{ mm}$$

Pro výpočet ohybových momentů musí být celková síla F_{DZ} (tab. 2) rozdělena dle počtu zdvihacích mechanismů:

$$F_{DZ1} = F_{DZ2} = \frac{F_{DZ}}{j} \quad (3.20)$$

$$F_{DZ1} = F_{DZ2} = \frac{4\,791,9}{2} = 2\,396 \text{ N}$$

$$F_{EZ} = 10\,897 \text{ N}$$

$$F_{FZ} = 770 \text{ N}$$

kde: F_{DZ1}, F_{DZ2} – reakce od hřídele [N]

F_{EZ} – reakce v místě ložiska E [N]

F_{FZ} – reakce v místě ložiska F [N]

j – počet zvedacích mechanismů [-]

l_c – celková délka hřídele [mm]

Rovnice ohybových momentů pro jednotlivé intervaly v rovině Z-X:

I. interval $x_1 \in <0; l_1>$

$$M_{oyI} = F_{DZ1} \cdot x_1 \quad (3.21)$$

$$M_{oyI} = 2\,396 \cdot 40 = 98\,840 \text{ Nmm}$$

II. interval $x_2 \in <0; g>$

$$M_{oyII} = F_{DZ1} \cdot (l_1 + x_2) \quad (3.22)$$

$$M_{oyII} = 2\,396 \cdot (40 + 65) = 251\,600 \text{ Nmm}$$

III. interval $x_3 \in <0; l_2 - g>$

$$M_{oyIII} = F_{DZ1} \cdot (l_1 + g + x_3) + F_{EZ} \cdot x_3 \quad (3.23)$$

$$M_{oyIII} = 2\,396 \cdot (40 + 65 + 82) + 10\,897 \cdot 82 = 1\,341\,606 \text{ Nmm}$$

IV. interval $x_4 \in <0; h>$

$$M_{oyIV} = F_{DZ1} \cdot (l_1 + l_2 + x_4) + F_{EZ} \cdot (l_2 - g + x_4) \quad (3.24)$$

$$M_{oyIV} = 2\,396 \cdot (40 + 147 + 113) + 10\,897 \cdot (147 - 65 + 113)$$

$$M_{oyIV} = 2\,843\,715 \text{ Nmm}$$

V. interval $x_5 \in <0; l_3 - h>$

$$M_{oyV} = F_{DZ1} \cdot (l_1 + l_2 + h + x_5) + F_{EZ} \cdot (l_2 - g + h + x_5) - F_{RZ} \cdot x_5 \quad (3.25)$$

$$M_{oyV} = 2\,396 \cdot (40 + 147 + 113 + 40) + 10\,897 \cdot (147 - 65 + 113 + 40) - \\ - 14\,920 \cdot 40$$

$$M_{oyV} = 2\,778\,635 \text{ Nmm}$$

VI. interval $x_6 \in <0; l_1>$

$$M_{oyVI} = F_{DZ2} \cdot x_6 \quad (3.26)$$

$$M_{oyVI} = 2\,396 \cdot 40 = 98\,840 \text{ Nmm}$$

VII. interval $x_7 \in <0; q>$

$$M_{oyVII} = F_{DZ2} \cdot (l_1 + x_7) \quad (3.27)$$

$$M_{oyVII} = 2\,396 \cdot (40 + 65) = 251\,600 \text{ Nmm}$$

VIII. interval $x_8 \in <0; l_2 - g>$

$$M_{oyVIII} = F_{DZ2} \cdot (l_1 + g + x_8) - F_{FZ} \cdot x_8 \quad (3.28)$$

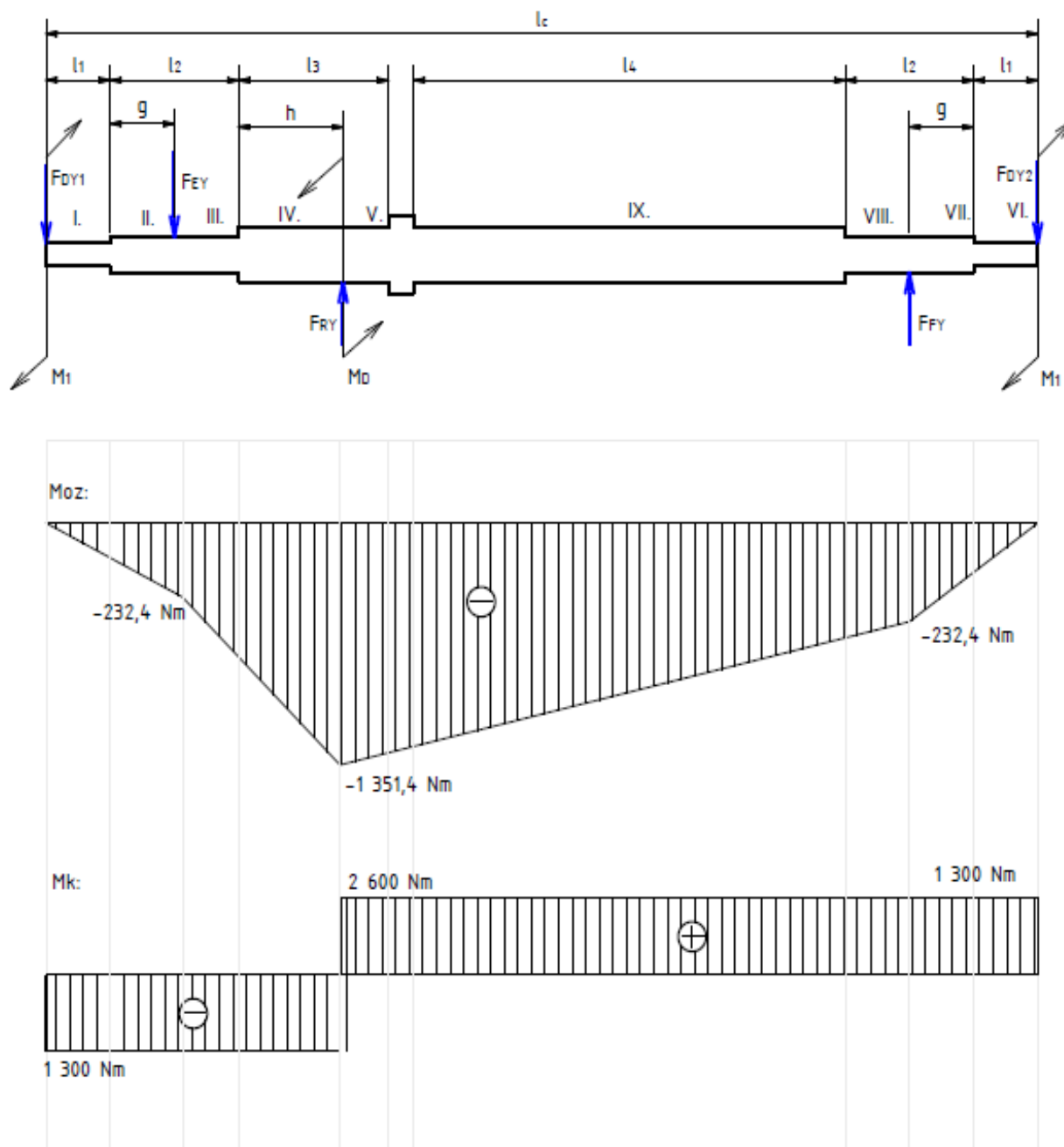
$$M_{oyVIII} = 2\,396 \cdot (40 + 65 + 82) - 770 \cdot 82 = 384\,912 \text{ Nmm}$$

IX. interval $x_9 \in <0; l_4>$

$$M_{oyIX} = F_{DZ2} \cdot (l_1 + l_2 + x_9) - F_{FZ} \cdot (l_2 - g + x_9) \quad (3.29)$$

$$M_{oyIX} = 2\,396 \cdot (40 + 147 + 1\,473) - 770 \cdot (1555) = 2\,780\,010 \text{ Nmm}$$

3.3.3 VVÚ v ROVINĚ Y-X



Obr. 34 VVÚ v rovině Y-X

3.3.4 VÝPOČET OHYBOVÝCH MOMENTŮ V ROVINĚ Y-X

Pro výpočet ohybových momentů musí být opět celková síla F_{DY} (tab. 2) rozdělena dle počtu zdvihacích mechanismů:

$$F_{DY1} = F_{DY2} = \frac{F_{DY}}{j} \quad (3.30)$$

$$F_{DY1} = F_{DY2} = \frac{4\,426,7}{2} = 2\,213,4\text{ N}$$

$$F_{EY} = 3\,525\text{ N}$$

$$F_{FY} = 1\,512\text{ N}$$

kde: F_{DY1}, F_{DY2} – reakce od hřídele [N]

F_{EY} – reakce v místě ložiska E [N]

F_{FY} – reakce v místě ložiska F [N]

j – počet zvedacích mechanismů [-]

Rovnice ohybových momentů pro jednotlivé intervaly v rovině Y-X:

I. interval $x_1 \in <0; l_1>$

$$M_{ozI} = -F_{DY1} \cdot x_1 \quad (3.31)$$

$$M_{ozI} = -2\,213,4 \cdot 40 = -88\,536\text{ Nmm}$$

II. interval $x_2 \in <0; g>$

$$M_{ozII} = -F_{DY1} \cdot (l_1 + x_2) \quad (3.32)$$

$$M_{ozII} = -2\,213,4 \cdot (40 + 65) = -232\,407\text{ Nmm}$$

III. interval $x_3 \in <0; l_2-g>$

$$M_{ozIII} = -F_{DY1} \cdot (l_1 + g + x_3) - F_{EY} \cdot x_3 \quad (3.33)$$

$$M_{ozIII} = -2\,213,4 \cdot (40 + 65 + 82) - 3\,525 \cdot 82 = -702\,955\text{ Nmm}$$

IV. interval $x_4 \in <0; h>$

$$M_{ozIV} = -F_{DY1} \cdot (l_1 + l_2 + x_4) - F_{EY} \cdot (l_2 - g + x_4) \quad (3.34)$$

$$M_{ozIV} = -2\,213,4 \cdot (40 + 147 + 113) - 3\,525 \cdot (147 - 65 + 113)$$

$$M_{ozIV} = -1\,351\,395\text{ Nmm}$$

V. interval $x_5 \in <0; l_3-h>$

$$M_{ozV} = -F_{DY1} \cdot (l_1 + l_2 + h + x_5) - F_{EY} \cdot (l_2 - g + h + x_5) + F_{RY} \cdot x_5 \quad (3.35)$$

$$M_{ozV} = -2\,213,4 \cdot (40 + 147 + 113 + 40) - 3\,525 \cdot (147 - 65 + 113 + 40) + \\ + 6\,441 \cdot 40$$

$$M_{ozV} = -1\,323\,291\text{ Nmm}$$

VI. interval $x_6 \in <0; l_1>$

$$M_{ozVI} = F_{DY2} \cdot x_6 \quad (3.36)$$

$$M_{ozVI} = -2\,213,4 \cdot 40 = -88\,536 \text{ Nmm}$$

VII. interval $x_7 \in <0; q>$

$$M_{ozVII} = F_{DY2} \cdot (l_1 + x_7) \quad (3.37)$$

$$M_{ozVII} = -2\,213,4 \cdot (40 + 65) = -232\,407 \text{ Nmm}$$

VIII. interval $x_8 \in <0; l_2 - q>$

$$M_{ozVIII} = -F_{DY2} \cdot (l_1 + g + x_8) + F_{FY} \cdot x_8 \quad (3.38)$$

$$M_{ozVIII} = -2\,213,4 \cdot (40 + 65 + 82) + 1\,512 \cdot 82 = -289\,922 \text{ Nmm}$$

IX. interval $x_9 \in <0; l_4>$

$$M_{ozIX} = -F_{DY2} \cdot (l_1 + l_2 + x_9) + F_{FY} \cdot (l_2 - g + x_9) \quad (3.39)$$

$$M_{ozIX} = -2\,213,4 \cdot (40 + 147 + 1\,473) + 1\,512 \cdot (1555) = -1\,323\,084 \text{ Nmm}$$

3.3.5 VÝSLEDNÉ OHYBOVÉ MOMENTY

Z jednotlivých ohybových momentů v rovinách Z-X a Y-X je potřeba vypočítat výsledné ohybové momenty pro intervaly I-IX.

I. interval

$$M_{oI} = \sqrt{(M_{oyI})^2 + (M_{ozI})^2} \quad (3.40)$$

$$M_{oI} = \sqrt{(98\,840)^2 + (-88\,536)^2} = 132\,695 \text{ Nmm}$$

II. interval

$$M_{oII} = \sqrt{(M_{oyII})^2 + (M_{ozII})^2} \quad (3.41)$$

$$M_{oII} = \sqrt{(251\,600)^2 + (-232\,407)^2} = 342\,514 \text{ Nmm}$$

III. interval

$$M_{oIII} = \sqrt{(M_{oyIII})^2 + (M_{ozIII})^2} \quad (3.42)$$

$$M_{oIII} = \sqrt{(1\,341\,606)^2 + (-702\,955)^2} = 1\,514\,613 \text{ Nmm}$$

IV. interval

$$M_{oIV} = \sqrt{(M_{oyIV})^2 + (M_{ozIV})^2} \quad (3.43)$$

$$M_{oIV} = \sqrt{(2\,843\,715)^2 + (-1\,351\,395)^2} = 3\,147\,489 \text{ Nmm}$$

V. interval

$$M_{oV} = \sqrt{(M_{oyV})^2 + (M_{ozV})^2} \quad (3.44)$$

$$M_{oV} = \sqrt{(2\,778\,635)^2 + (-1\,323\,291)^2} = 3\,077\,647 \text{ Nmm}$$

VI. interval

$$M_{oVI} = \sqrt{(M_{oyVI})^2 + (M_{ozVI})^2} \quad (3.45)$$

$$M_{oVI} = \sqrt{(98\,840)^2 + (-88\,536)^2} = 132\,695 \text{ Nmm}$$

VII. interval

$$M_{oVII} = \sqrt{(M_{oyVII})^2 + (M_{ozVII})^2} \quad (3.46)$$

$$M_{oVII} = \sqrt{(251\,600)^2 + (-232\,407)^2} = 342\,514 \text{ Nmm}$$

VIII. interval

$$M_{oVIII} = \sqrt{(M_{oyVIII})^2 + (M_{ozVIII})^2} \quad (3.47)$$

$$M_{oVIII} = \sqrt{(384\,912)^2 + (-289\,922)^2} = 481\,884 \text{ Nmm}$$

IX. interval

$$M_{oIX} = \sqrt{(M_{oyIX})^2 + (M_{ozIX})^2} \quad (3.48)$$

$$M_{oIX} = \sqrt{(2\,780\,010)^2 + (-1\,323\,084)^2} = 3\,078\,800 \text{ Nmm}$$

Nejvyšší hodnoty ohybových momentů se nachází v blízkém okolí uchycení páky k ovládací hřídeli, tedy v intervalech IV, V a IX. Maximální hodnoty je dosaženo v intervalu IV, mezi ložiskem E a pákou motoru.

3.4 STANOVENÍ PRŮMĚRU HŘÍDELE D_{\min} DLE PODMÍNKY HMH

Za předpokladu, že je znám maximální ohybový i krouticí moment, je možno navrhnout minimální průměr hřídele dle podmínky HMH. Jako materiál je zvolena ocel ČSN 11 600. Mez kluzu u této oceli dle [4] je 340 MPa. Hodnota návrhového součinitele je volena 2.

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \frac{\sigma_K}{n} \quad (3.49)$$

$$\sigma_{red} = \frac{340}{2} = 170 \text{ MPa}$$

kde: σ_K – mez kluzu materiálu [MPa][4]

σ_{red} – redukované napětí [MPa]

n – návrhový součinitel

Výpočet průměru hřídele $d_{3\min}$ pod pákou pohonu dle podmínky HMH:

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (3.50)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1024 \cdot M_{oIV}^2 + 768 \cdot M_{Kmax}^2}{\pi^2 \cdot d_3^6}}$$

$$d_{3\min}^{HMH} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot M_{oIV}^2 + 768 \cdot M_{Kmax}^2}{\pi^2 \cdot (\sigma_{red}^{HMH})^2}} \quad (3.51)$$

$$d_{3\min}^{HMH} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot (3\,147\,489)^2 + 768 \cdot (2\,600\,000)^2}{\pi^2 \cdot (170)^2}} = 61,4 \text{ mm}$$

$$d_3 = 68 \text{ mm}$$

kde: M_{oIV} – ohybový moment ve IV. intervalu [Nmm]

Minimální průměr hřídele v místě největšího ohybového a krouticího momentu je 61,4 mm. Pro budoucí výpočty je volen průměr hřídele $d_3 = 68 \text{ mm}$. V závislosti na konstrukci a na d_3 byly podle téže podmínky HMH navrženy ostatní průměry hřídele d_1 , d_2 .

Výpočet průměru hřídele d_{2min} pod ložiskem dle podmínky HMH:

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (3.52)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1024 \cdot M_{oIII}^2 + 768 \cdot M_{K1}^2}{\pi^2 \cdot d_2^6}}$$

$$d_{2min}^{HMH} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot M_{oIII}^2 + 768 \cdot M_{K1}^2}{\pi^2 \cdot (\sigma_{red}^{HMH})^2}} \quad (3.53)$$

$$d_{2min}^{HMH} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot (1\,514\,613)^2 + 768 \cdot (1300000)^2}{\pi^2 \cdot (170)^2}} = 48,4 \text{ mm}$$

$$d_2 = 63,5 \text{ mm}$$

kde: M_{oIII} – ohybový moment ve III. intervalu [Nmm]

M_{K1} – krouticí moment od jednoho zvedacího mechanismu [Nmm]

Výpočet průměru hřídele d_{1min} pod ramenem zdvihacího mechanismu dle podmínky HMH:

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{\frac{1024 \cdot M_{oI}^2 + 768 \cdot M_{K1}^2}{\pi^2 \cdot d_1^6}}$$

$$d_{1min}^{HMH} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot M_{oI}^2 + 768 \cdot M_{K1}^2}{\pi^2 \cdot (\sigma_{red}^{HMH})^2}} \quad (3.55)$$

$$d_{1min}^{HMH} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot (132\,695)^2 + 768 \cdot (1300000)^2}{\pi^2 \cdot (170)^2}} = 40,8 \text{ mm}$$

$$d_1 = 60 \text{ mm}$$

kde: M_{oI} – ohybový moment v I. intervalu [Nmm]

3.5 VÝPOČET OHYBOVÉHO A SMYKOVÉHO NAPĚTÍ

Za předpokladu, že jsou známy hodnoty ohybových a krouticích momentů a průměrů hřídele, je možno napsat rovnice pro maximální ohybová a smyková napětí. Hodnoty ohybového a smykového napětí jsou ovlivňovány náhlou změnou průměru hřídele, tvaru ale i přítomností trhlin aj. Z důvodu odstupňované hřídele budou určeny součinitele koncentrace α pro patřičný typ vrubu a následně budou zahrnuty do výsledné hodnoty napětí. Výpočty budou uvedeny jen pro eventuální nebezpečná místa a následně bude provedena kontrola bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

I. interval

Součinitele koncentrace napětí dle [3] pro ohyb $\alpha_{\sigma I} = 2,1$ a pro krut $\alpha_{\tau I} = 1,7$.

$$\sigma_{oI,max} = \sigma_I \cdot \alpha_{\sigma I} \quad (3.56)$$

$$\sigma_{oI,max} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} \cdot \alpha_{\sigma I}$$

$$\sigma_{oI,max} = \frac{32 \cdot M_{oI}}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha_{\sigma I}$$

$$\sigma_{oI,max} = \frac{32 \cdot 132\,695}{\pi \cdot 60^3} \cdot 2,1 = 13,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{K1,max} = \tau_{K1} \cdot \alpha_{\tau I} \quad (3.57)$$

$$\tau_{K1,max} = \frac{M_{KI}}{W_{KI}} \cdot \alpha_{\tau I}$$

$$\tau_{K1,max} = \frac{16 \cdot M_{KI}}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \alpha_{\tau I}$$

$$\tau_{K1,max} = \frac{16 \cdot 1\,300\,000}{\pi \cdot 60^3} \cdot 1,7 = 52,1 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{oI,max}$ – maximální ohybové napětí v I. intervalu [MPa]

$\tau_{KI,max}$ – maximální smykové napětí v I. intervalu [MPa]

M_{oI} – ohybový moment v I. intervalu [Nmm]

M_{KI} – krouticí moment v I. intervalu [Nmm]

d_1 – průměr hřídele pod ramenem [mm]

W_{ol} – modul průřezu v ohybu [mm^3]

W_{kl} – modul průřezu v krutu [mm^3]

$$k_{\sigma I} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{ol,max}} \quad (3.58)$$

$$k_{\sigma I} = \frac{340}{13,1} = 25,8$$

$$k_{\tau I} = \frac{\frac{\sigma_K}{2}}{\tau_{kl,max}} \quad (3.59)$$

$$k_{\tau I} = \frac{340}{52,1} = 3,26$$

kde: $k_{\sigma I}$ – bezpečnost v ohybu v I. intervalu

$k_{\tau I}$ – bezpečnost ve smyku v I. intervalu

III. interval

Součinitele koncentrace napětí dle [3] pro ohyb $\alpha_{\sigma III} = 2,3$ a pro krut $\alpha_{\tau III} = 1,8$.

$$\sigma_{olIII,max} = \sigma_{III} \cdot \alpha_{\sigma III} \quad (3.60)$$

$$\sigma_{olIII,max} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} \cdot \alpha_{\sigma III}$$

$$\sigma_{olIII,max} = \frac{32 \cdot M_{oIII}}{\pi \cdot d_2^3} \cdot \alpha_{\sigma III}$$

$$\sigma_{olIII,max} = \frac{32 \cdot 1\,514\,613}{\pi \cdot 63,5^3} \cdot 2,3 = 138,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{klIII,max} = \tau_{klIII} \cdot \alpha_{\tau III} \quad (3.61)$$

$$\tau_{klIII,max} = \frac{M_{kl}}{W_{klIII}} \cdot \alpha_{\tau III}$$

$$\tau_{KIII,max} = \frac{16 \cdot M_{KI}}{\pi \cdot d_2^3} \cdot \alpha_{\tau III}$$

$$\tau_{KIII,max} = \frac{16 \cdot 1\,300\,000}{\pi \cdot 63,5^3} \cdot 1,8 = 46,5 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{oIII,max}$ – maximální ohybové napětí ve III. intervalu [MPa]

$\tau_{KIII,max}$ – maximální smykové napětí ve III. intervalu [MPa]

M_{oIII} – ohybový moment ve III. intervalu [Nmm]

M_{KI} – krouticí moment ve III. intervalu [Nmm]

d_2 – průměr hřídele pod ložiskem [mm]

W_{oIII} – modul průřezu v ohybu [mm³]

W_{KIII} – modul průřezu v krutu [mm³]

$$k_{\sigma III} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{oIII,max}} \quad (3.62)$$

$$k_{\sigma III} = \frac{340}{138,6} = 2,5$$

$$k_{\tau I} = \frac{\frac{\sigma_K}{2}}{\tau_{KI,max}} \quad (3.63)$$

$$k_{\tau I} = \frac{340}{46,5} = 3,7$$

kde: $k_{\sigma I}$ – bezpečnost v ohybu v III. intervalu

$k_{\tau I}$ – bezpečnost ve smyku v III. intervalu

V. interval

Součinitele koncentrace napětí dle [3] pro ohyb $\alpha_{\sigma V} = 1,7$ a pro krut $\alpha_{\tau V} = 1,82$.

$$\sigma_{oV,max} = \sigma_V \cdot \alpha_{\sigma V} \quad (3.64)$$

$$\sigma_{oV,max} = \frac{M_{oV}}{W_{oV}} \cdot \alpha_{\sigma V}$$

$$\sigma_{oV,max} = \frac{32 \cdot M_{oV}}{\pi \cdot d_3^3} \cdot \alpha_{\sigma V}$$

$$\sigma_{oV,max} = \frac{32 \cdot 3\,077\,647}{\pi \cdot 68^3} \cdot 1,7 = 169,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{KV,max} = \tau_{KV} \cdot \alpha_{\tau V} \quad (3.65)$$

$$\tau_{KV,max} = \frac{M_{KI}}{W_{KV}} \cdot \alpha_{\tau V}$$

$$\tau_{KV,max} = \frac{16 \cdot M_{KI}}{\pi \cdot d_3^3} \cdot \alpha_{\tau V}$$

$$\tau_{KV,max} = \frac{16 \cdot 1\,300\,000}{\pi \cdot 68^3} \cdot 1,82 = 38,3 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{oV,max}$ – maximální ohybové napětí v V. intervalu [MPa]

$\tau_{KV,max}$ – maximální smykové napětí v V. intervalu [MPa]

M_{oV} – ohybový moment v V. intervalu [Nmm]

M_{KV} – krouticí moment v V. intervalu [Nmm]

d_3 – průměr hřídele pod pákou pohonu [mm]

W_{oV} – modul průřezu v ohybu [mm³]

W_{KV} – modul průřezu v krutu [mm³]

$$k_{\sigma V} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{oV,max}} \quad (3.66)$$

$$k_{\sigma V} = \frac{340}{169,5} = 2,0$$

$$k_{\tau V} = \frac{\frac{\sigma_K}{2}}{\tau_{KV,max}} \quad (3.67)$$

$$k_{\tau V} = \frac{340}{38,3} = 4,4$$

kde: $k_{\sigma V}$ – bezpečnost v ohybu v I. intervalu

$k_{\tau V}$ – bezpečnost ve smyku v I. intervalu

3.6 NÁVRH DÉLKY PERA

Přenos krouticího momentu bude realizován pomocí těsného pera. V této části bude vypočtena jak minimální délka pro přenos krouticího momentu od pohonu, tak i délka pera pro přenos krouticího momentu z mechanismu na hřídel.

a) výpočet minimální délky pera pro spojení páky pohonu s hřídelí

Rozměry drážky pro hřídel $d_3 = 68 \text{ mm}$ dle [3]:

$$b_p = 20 \text{ mm}$$

$$h_p = 12 \text{ mm}$$

$$t_p = 7,4 \text{ mm}$$

$$t_{p1} = 4,6 \text{ mm}$$

kde: b_p – šířka drážky pera pro pohon [mm]

h_p – celková výška drážky pera pro pohon [mm]

t_p – hloubka drážky pro pero v hřídeli [mm]

t_{p1} – hloubka drážky pro pero v náboji [mm]

Výpočet obvodové síly na hřídeli:

$$F_{op} = \frac{2 \cdot M_{Kmax}}{d_3} \quad (3.68)$$

$$F_{op} = \frac{2 \cdot 2\,600\,000}{68} = 76\,470,6 \text{ N}$$

Návrh minimální délky pera ze vzorce pro kontrolu na otláčení v náboji:

$$l_p = \frac{F_{op}}{p_D \cdot t_{p1}} + b_p \quad (3.69)$$

$$l_p = \frac{76\,470,6}{120 \cdot 4,6} + 20 = 158,5 \text{ mm}$$

$$l_p = 220 \text{ mm}$$

kde: F_{op} – obvodová síla na hřídeli pod nábojem pro páku pohonu [N]

p_D – dovolený tlak na boku drážky dle [MPa] [3]

Bylo voleno pero o délce 220 mm pro možnost přenosu vyššího krouticího momentu.

Kontrola pera na střih:

$$\tau_{sDOV} = 95 \text{ MPa}$$

$$\tau_p = \frac{F_{op}}{(l_p - b_p) \cdot b_p + \frac{\pi \cdot b_p^2}{4}} \quad (3.70)$$

$$\tau_p = \frac{76\,470,6}{(220 - 20) \cdot 20 + \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 17,8 \text{ MPa} < \tau_{sDOV} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: τ_{sDOV} – dovolené napětí ve smyku dle [MPa] [4]

τ_p – skutečné smykové napětí pera pro spojení páky pohonu s hřídelí [MPa]

b) výpočet minimální délky pera pro spojení zdvihacího mechanismu s hřídelí

Rozměry drážky pro hřídel $d_1 = 60 \text{ mm}$ dle [3]:

$$b_m = 18 \text{ mm}$$

$$h_m = 11 \text{ mm}$$

$$t_m = 6,8 \text{ mm}$$

$$t_{m1} = 4,2 \text{ mm}$$

kde: b_m – šířka drážky pera pro mechanismus [mm]

h_m – celková výška drážky pera pro mechanismus [mm]

t_m – hloubka drážky pro pero v hřídeli [mm]

t_{m1} – hloubka drážky pro pero v náboji [mm]

Výpočet obvodové síly na hřídeli:

$$F_{om} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1} \quad (3.71)$$

$$F_{om} = \frac{2 \cdot 1\,300\,000}{60} = 43\,333 \text{ N}$$

Návrh minimální délky pera ze vzorce pro kontrolu na otláčení v náboji:

$$l_m = \frac{F_{om}}{p_D \cdot t_{m1}} + b_m \quad (3.72)$$

$$l_m = \frac{43\,333}{120 \cdot 4,2} + 18 = 104 \text{ mm}$$

$$l_m = 140 \text{ mm}$$

kde: F_{om} – obvodová síla na hřídeli pod zdvihacím mechanismem

p_D – dovolený tlak na boku drážky dle [3]

Bylo voleno pero o délce 140 mm pro možnost přenosu vyššího krouticího momentu.

Kontrola pera na stříh:

$$\tau_{sDOV} = 95 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{F_{om}}{(l_m - b_m) \cdot b_m + \frac{\pi \cdot b_m^2}{4}} \quad (3.73)$$

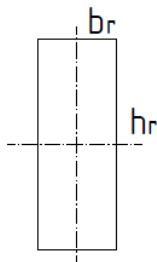
$$\tau_m = \frac{43\,333}{(140 - 18) \cdot 18 + \frac{\pi \cdot 18^2}{4}} = 17,7 \text{ MPa} < \tau_{sDOV} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: τ_{sDOV} – dovolené napětí ve smyku dle [4]

τ_m – skutečné smykové napětí pera pro spojení zdvihacího mechanismu s hřídelí

3.7 KONTROLA ZDVIHACÍHO RAMENE Z HLEDISKA VZPĚRU

Pokud dojde ke střetu závory s jiným objektem, budou části zdvihacího mechanismu namáhány tlakem. Proto musí být provedena kontrola jejich vzpěrné stability. V této části bude kontrolováno jedno ze dvou horních ramen zdvihacího mechanismu. Dalším důvodem kontroly této části mechanismu je skutečnost, že je v porovnání s ostatními nejtenčí.



Obr. 35 Příčný průřez horního ramene

Parametry horního ramene (obr. 35) vyrobeného z materiálu ČSN 11 373:

$$\begin{aligned} b_r &= 15 \text{ mm} \\ h_r &= 40 \text{ mm} \\ l_r &= 316 \text{ mm} \\ E &= 210 \text{ GPa} \\ \sigma_K &= 225 \text{ MPa} \end{aligned}$$

kde: b_r – šířka ramene [mm]
 h_r – výška ramene [mm]
 l_r – délka ramene [mm]
 E – Youngův modul pružnosti v tahu [GPa]

Výpočet štíhlosti prutu:

$$\begin{aligned} i &= \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{h_r \cdot b_r^3}{12}}{h_r \cdot b_r}} \\ i &= \sqrt{\frac{b_r^2}{12}} = 4,3 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.74)$$

kde: i – minimální poloměr setrvačnosti průřezu [mm]
 J_{min} – minimální kvadratický moment namáhaného průřezu [mm⁴]
 S – plocha namáhaného průřezu [mm²]

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{l_r}{i} \\ \lambda &= \frac{316}{4,3} = 73,5 \end{aligned} \quad (3.75)$$

kde: λ – štíhlost prutu [-]
 l_r – délka prutu (ramene) [mm]

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\begin{aligned} \lambda_{kr} &= \alpha_r \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} \\ \lambda_{kr} &= \pi \sqrt{\frac{210000}{225}} = 96 \end{aligned} \quad (3.76)$$

kde: α_r – způsob uložení prutu [2]

Protože jsou známy hodnoty λ a λ_{kr} , je možné rozhodnout, ve které oblasti vzpěru se daný prut nachází [2].

$$\lambda < \lambda_{kr} \quad (3.77)$$

$$73,5 < 96$$

Z rovnice 3.77 vyplývá, že se prut nachází v oblasti elastoplastického vzpěru a dále bude počítán rovnicemi podle Tetmajera. Nejdříve bude vypočítáno kritické napětí a poté kritická síla.

$$\sigma_{kr} = 289 - 0,28 \cdot \lambda \quad (3.78)$$

$$\sigma_{kr} = 289 - 0,28 \cdot 73,5 = 268,4 \text{ MPa}$$

$$F_{kr} = S \cdot \sigma_{kr} \quad (3.79)$$

$$F_{kr} = h_r \cdot b_r \cdot \sigma_{kr}$$

$$F_{kr} = 40 \cdot 15 \cdot 268,4 = 161\,040 \text{ N}$$

kde: σ_{kr} – kritické napětí v prutu [MPa][4]

F_{kr} – kritická síla v prutu [N]

V průběhu zvedání mechanismu bude horní rameno v poloze 20° natočení výklopné části závory (tab. 2) vystaveno maximální síle F_{C1} .

$$F_{C1} = \frac{\sqrt{F_{CZ}^2 + F_{CY}^2}}{2} \quad (3.80)$$

$$F_{C1} = \frac{\sqrt{6\,186,6^2 + 3\,797,6^2}}{2} = 3\,629,6 \text{ N}$$

Bezpečnost vzhledem ke kritické síle:

$$k_v = \frac{F_{kr}}{F_{C1}} \quad (3.81)$$

$$k_v = \frac{161\,040}{3\,629,6} = 44,4$$

kde: k_v – bezpečnost vzpěru vzhledem ke kritické síle

F_{C1} – reakční síla působící na jeden zvedací mechanismus [N]

3.8 KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPU

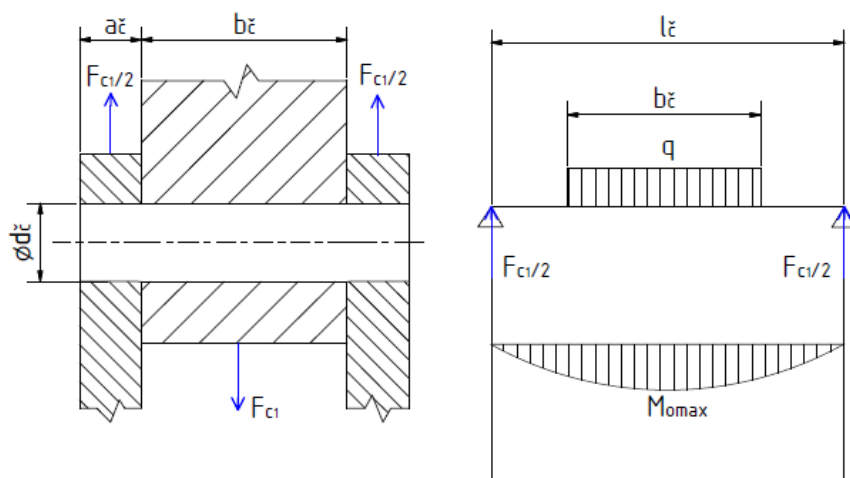
Pro čepy B a C je vzhledem ke konstrukci navržen průměr $d_{\epsilon} = 30\text{ mm}$. Pro čep A, který je osou otáčení výklopné části, bude navržen průměr větší. Jelikož se síly v čepích pohybují okolo stejné hodnoty, bude provedena kontrola pouze pro čep C. Výrobním materiálem je ocel ČSN 11 600 [4].

$$a_{\epsilon} = 15\text{ mm}$$

$$b_{\epsilon} = 60\text{ mm}$$

$$l_{\epsilon} = 90\text{ mm}$$

$$d_{\epsilon} = 30\text{ mm}$$



Obr. 36 Schéma a průběh napětí v čepu B

kde: a_{ϵ} – šířka horního zdvihacího ramene [mm]

b_{ϵ} – vzdálenost mezi rameny [mm]

l_{ϵ} – délka čepu [mm]

d_{ϵ} – průměr čepu B, C

3.8.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$M_{omax} = \frac{F_{C1}}{2} \cdot \frac{l_{\epsilon}}{2} - \frac{F_{C1}}{2} \cdot \frac{b_{\epsilon}}{4} \quad (3.82)$$

$$M_{omax} = \frac{F_{C1}}{8} \cdot (2 \cdot a_{\epsilon} + b_{\epsilon})$$

$$M_{omax} = \frac{3\,629,6}{8} \cdot (2 \cdot 15 + 60)$$

$$M_{omax} = 40\,833\text{ Nmm}$$

kde: M_{omax} – maximální ohybový moment [Nmm]

F_{C1} – reakční síla vypočtená rovnicí (3.80)

3.8.2 KONTROLA ČEPU NA OHYB

$$\sigma_{oDOV} = 190 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{oDOV} \quad (3.83)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^3} \leq \sigma_{oDOV}$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 40\,833}{\pi \cdot 30^3} = 15,4 \text{ MPa} \leq 190 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: σ_o – skutečné napětí v ohybu [MPa]

σ_{oDOV} – dovolené ohybové napětí pro materiál ČSN 11 500 dle [4]

W_o – modul průřezu v ohybu [mm³]

3.8.3 KONTROLA ČEPU NA STŘIH

$$\tau_{sDOV} = 110 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F_{C1}}{S_{\check{c}} \cdot 2} \leq \tau_{sDOV} \quad (3.84)$$

$$\tau_s = \frac{F_{C1}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4} \cdot 2} \leq \tau_{sDOV}$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{C1}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 3\,629,6}{\pi \cdot 30^2} = 2,3 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: τ_s – skutečné napětí ve smyku [MPa]

τ_{sDOV} – dovolené smykové napětí pro materiál ČSN 11 500 dle [4]

$S_{\check{c}}$ – střížná plocha čepu [mm²]

3.8.4 VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ DLE PODMÍNKY HMM

$$\sigma_{oDOV} = 190 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} \leq \sigma_{oDOV} \quad (3.85)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{15,4^2 + 3 \cdot 2,3^2} = 16,5 \text{ MPa} \leq 190 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: σ_{red} – redukované napětí [MPa]

σ_{oDOV} – dovolené napětí v ohybu pro materiál ČSN 11 500 dle [4]

σ_o – skutečné ohybové napětí [MPa]

τ_s – skutečné smykové napětí [MPa]

3.8.5 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_{DOV} = 90 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F_{C1}}{S} \leq p_{DOV} \quad (3.86)$$

$$p = \frac{F_{C1}}{a_{\xi} \cdot d_{\xi}} \leq p_{DOV}$$

$$p = \frac{3\,629,6}{15 \cdot 30} = 8,1 \text{ MPa} \leq 90 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde: σ_o – skutečné napětí v ohybu [MPa]

σ_{oDOV} – dovolené napětí v ohybu pro materiál ČSN 11 500 dle [4]

W_o – modul průřezu v ohybu [mm³]

3.9 VÝPOČET SVARU

Upevnění páky pohonu k náboji bude realizováno koutovým svarem po celém obvodu na obou stranách páky. Pro výpočet tohoto druhu svaru je vycházeno ze vzorce dle [4] str. 693. Šířka svaru $z=7 \text{ mm}$. Jako elektroda je vybrána E60xx^a s hodnotou dovoleného smykového napětí $\tau_{DOV} = 128 \text{ MPa}$ [3].

$$a_s = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot z = 0,707 \cdot 7 = 5 \text{ mm} \quad (3.87)$$

kde: a_s – jmenovitá tloušťka svaru [mm]

$$\tau_{II} = \frac{M_{Kmax}}{W_{KSV}} \quad (3.88)$$

$$\tau_{II} = \frac{M_{Kmax}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot [(D + 2 \cdot a_s)^4 - D^4]}{16 \cdot (D + 2 \cdot a_s)}}$$

$$\tau_{II} = \frac{2\,600\,000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot [(90 + 2 \cdot 5)^4 - 90^4]}{16 \cdot (90 + 2 \cdot 5)}} = 19,25 \text{ MPa}$$

kde: τ_{II} – jmenovité napětí pro koutový svár [MPa] [4]

M_{Kmax} – maximální krouticí moment [Nmm]

W_{KSV} – modul průřezu svarové skupiny [mm³]

D – průměr náboje pro uchycení páky pohonu [mm]

$$k_{SV} = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_{II}} \quad (3.89)$$

$$k_{SV} = \frac{128}{13,25} = 6,7$$

kde: k_{SV} – součinitel bezpečnosti svarového spoje [-]

τ_{DOV} – dovolené smykové napětí svaru [MPa][3]

Z rovnice 3.89 je zřejmé, že spojový svár vydrží s vysokou bezpečností. Stejným principem budou spojeny náboje s oběma zdvihacími mechanismy. Jelikož ale budou přenášet vždy polovinu výsledného krouticího momentu, lze předpokládat tato spojení za bezpečná.

3.10 VÝPOČET ČASU ZVEDNUTÍ ZÁVORY

Tlačná tyč pohonu se pohybuje po kruhové dráze, která je dána délkou páky $r = 160 \text{ mm}$. Ze vzorce pro obvod kruhové výseče lze snadno vypočítat vzdálenost, kterou páka urazí při pohybu z dolní do horní polohy mechanismu.

$$a_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_p}{360^\circ} \cdot \alpha_p \quad (3.91)$$

$$a_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot 160}{360^\circ} \cdot 36^\circ = 100,5 \text{ mm}$$

kde: a_p – dráha tlačné tyče pohonu [mm]

r_p – délka páky pohonu [mm]

α_p – úhel natočení hřídele mezi dolní a horní polohou mechanismu [°]



Jelikož je známa rychlost posuvu pohonu, je možné vypočítat přibližnou hodnotu času potřebného pro zvednutí závory.

$$t = \frac{a_p}{v_p} \quad (3.92)$$

$$t = \frac{100}{20} = 5 \text{ s}$$

kde: t – výsledný čas zvednutí závory [s]

a_p – dráha tlačné tyče pohonu [mm]

v_p – maximální rychlost posuvu uvedená v kap. 2.4 [mm/s]

Výsledná hodnota času je pouze přibližná a informativní. Pro přesný čas by bylo nutné zahrnout proměnlivou rychlost posuvu, rozběh motoru a také momenty setrvačnosti jednotlivých částí mechanismu.

ZÁVĚR

Náplní této bakalářské práce byl konstrukční návrh mechanické závory pro hlídaná parkoviště automobilů. V první části byla vypracována analýza existujících typů závor dostupných na současném trhu. Pro přehlednost byly závory rozděleny dle účelu použití a dle využívaného principu pohonu. Z hlediska schopnosti zadržení byly rozděleny do tří kategorií na závory bezpečnostní, vizuální a parkovací. Závěrem rešeršní části bylo zhodnocení jednotlivých koncepcí a vybrání vhodné varianty.

V další části byl uveden návrh konstrukčního řešení v závislosti na vstupních požadavcích zadání, jako byla šířka závory 5 000 mm a výška od úrovně vozovky 700 mm. Součástí návrhu byly také přejezdové konstrukce. Jelikož se předpokládá použití závory na parkovištích, kde se pohybují osobní automobily o maximální přípustné hmotnosti 3,5 t, byly tyto konstrukce zatíženy odpovídající silou přibližně 35 000 N a následně byla vypočtena jejich bezpečnost dle analýzy MKP programu SolidWorks. Součástí návrhové práce byl také výběr důležitých komponent, jako je pohon, ložiska, anebo 2D skener pro udržení bezpečnosti vůči okolním objektům. Pro ověření a podložení správné funkce mechanické závory byly provedeny potřebné výpočty. Nejprve byl proveden rozbor samotného mechanismu. Z rovnic statické rovnováhy byly zjištěny jednotlivé síly ve vazbách a následně zpracovány do tabulky a grafu. Dalším důležitým krokem bylo znázornění VVÚ. Byly tak zjištěny ohybové a krouticí momenty, které pak vedly k návrhu průměrů hřídele. Důležitou částí byla také kontrola hřídele z hlediska ohybového a smykového napětí, návrh minimálních délek per, kontrola ramen z hlediska vzpěru a v poslední řadě kontrola čepů a svaru.

Na závěr byl vytvořen 3D model samotné konstrukce se všemi součástmi pro ověření proporcí. Pro tuto práci byl využit modelovací program SolidWorks 2015. Následně byla vypracována výkresová dokumentace mechanické závory.

Navržená konstrukce zařízení je z hlediska vstupních požadavků a účelu použití vyhovující. Výhodou jsou poměrně malé zástavbové nároky při zachování určité zadržovací schopnosti. Nevýhodou je konstrukce z masivních profilů a množství svařovaných celků, které zvyšují výslednou cenu. Zadané cíle bakalářské práce byly splněny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. Mechanika těles: statika. 3. vyd. Brno: VUT v Brně, 1995. ISBN 80-214-0694-1.
- [2] JANÍČEK, Přemysl. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. 3., přeprac. vyd., v Akademickém nakl. CERM 1. Brno: CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [5] ROAD BLOCKER. *Avon Barrier* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.avon-barrier.co.uk/files/Procurement_Specification_High_Security_RB1000CR_Roadblocker_version_2015.pdf
- [6] CRASH TESTED ROAD BLOCKER: ASTM_F2656-07_crash_tested_road_blocker.jpg. Avon Barrier [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.avon-barrier.co.uk/images/uploads/ASTM_F2656-07_crash_tested_road_blocker.jpg
- [7] ROAD BLOCK: ILRoad-Block.pdf. Aproks [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.aproks.cz/pdf/ILRoad-Block.pdf>
- [8] SILNIČNÍ BARIÉRA RKB. Autogard [online]. 2012 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.autogard.cz/produkty/silnicni-bariery/silnicni-bariera-rkb/>
- [9] ROAD BLOCK: 12t_Rising_Kerb0117.png. Newgate [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.newgate.uk.com/wp-content/uploads/2013/03/12t_Rising_Kerb0117.png
- [10] SPIKE BARRIER: Turnstar-TALON-AUTOMATIC-tyre-spike-barrier.pdf. Turnstar [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.turnstar.co.za/wp-content/uploads/2013/01/Turnstar-TALON-AUTOMATIC-tyre-spike-barrier.pdf>

- [11] FAAC 20J SERIES: 1301354300Faac%20J%20Series_S.jpg. NPS [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://newparkingsolutions.com/big_images/1301354300Faac%20J%20Series_S.jpg
- [12] POHONY. Brany.net [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://brany.net/pohony>
- [13] BRÁNA: 698d916a35-1.png. Buver [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://site-78700.mozfiles.com/files/78700/698d916a35-1.png>
- [14] ARMSTRONG BARRIER: Avon_EB950CR_Armstrong_Barrier_version_2_7_14.pdf. Avon Barrier [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.avon-barrier.co.uk/files/Avon_EB950CR_Armstrong_Barrier_version_2_7_14.pdf
- [15] ARMSTRONG BARRIER: tb2_EB950CRArmstrongBarrier13.jpg. Avon Barrier [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.avon-barrier.co.uk/images/gallery/46/tb2_EB950CRArmstrongBarrier13.jpg
- [16] 2D LASEROVÝ SKENER: IM0059646.jpg. Sick [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <https://www.sick.com/media/330/6/46/646/IM0059646.jpg>
- [17] OTOČNÉ VÝŠKOVÉ OMEZENÍ. Obexia [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.obexia.cz/cs/otocne-vyskove-omezeni-785p.html>
- [18] PARKOVACÍ ZÁBRANA. Ambra [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://katalog.ambra.cz/parkovaci-zabrana-sklopna-u-98-blok-d86227.htm>
- [19] PARKOVACÍ SLOUPEK: parkovaci-sloupek-motylek-sklopny-zinkovany-img-1050039901004-fd-2.png. Ambra [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://katalog.ambra.cz/parkovaci-sloupek-motylek-sklopny-zinkovany-img-1050039901004-fd-2.png>
- [20] ZÁVORA: zavora5.jpg. Everlast [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.everlast.cz/data/Image/zavora5.jpg>
- [21] POROVNÁNÍ POHONŮ. E-konstrukter [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/porovnani-pneumatických-hydraulických-a-elektrických-lineárních-pohonů>

- [22] SERVO CYLINDER: servozyylinder_reihe_120_diff_liegend_rand.png. Haenchen hydraulic [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.haenchen-hydraulic.com/media/eyecatcher/servozyylinder_reihe_120_diff_liegend_rand.png
- [23] KRUHOVÝ PNEUMATICKÝ VÁLEC: 267898_670_920f698beb.png. Hennlich [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/typo3temp/pics/267898_670_920f698beb.png
- [24] KWAPIL. *Kwapil* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.kwapil.cz/>
- [25] PRVKY-MATERIAL. Fakulta stavební v Brně [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/Prvky-material.htm>
- [26] ČLÁNKY. *Elektrika* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://elektrika.cz/data/clanky/krip030918>
- [27] RAVEO AV3. *Raveo* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2015/12/AV3%20KATALOG.pdf>
- [28] NÁVOD ALI5. *Raveo* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2015/01/navod-ali5_2.pdf
- [29] KLOUBOVÁ LOŽISKA: kloubova-loziska.jpg. *Ložiska vokoun* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.loziska-vokoun.cz/rubriky/loziska/kloubova-loziska.jpg>
- [30] LOŽISKA 2RS: sp08f10_tcm_12-6045.gif. *SKF* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/151-6045/sp08f10_tcm_12-6045.gif
- [31] 2D LASEROVÉ SKENERY. *Sick* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/reseni-mericich-a-detekcnich-aplikaci/2d-laserove-skenery/tim3xx/tim361-2134101/p/p369447>
- [32] SORTIMENT. *Ferona* [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php>
- [33] Hydraulicke a pneumaticke pohony ve strojirenstvi. *Mmspektrum* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	vzdálenost mezi čepem otáčení a působením horního ramene
$a_{\check{c}}$	[mm]	šířka horního ramene
a_p	[mm]	dráha tlačné tyče pohonu
a_s	[mm]	jmenovitá tloušťka svaru
b	[m]	vodorovná vzdálenost mezi čepem B a C
$b_{\check{c}}$	[mm]	vzdálenost mezi horními rameny
b_m	[mm]	šířka drážky pro pero (zvedací mechanismus)
b_p	[mm]	šířka drážky pro pero (spojení páky pohonu s hřídelí)
b_r	[mm]	šířka horního ramene
c	[m]	svislá vzdálenost mezi čepem B a C
d	[m]	vodorovná vzdálenost mezi čepem c a hřídelí
D	[mm]	průměr náboje pro uchycení páky pohonu
d_1	[mm]	průměr hřídele pod zvedacím mechanismem
d_2	[mm]	průměr hřídele pod ložiskem
d_3	[mm]	průměr hřídele pod pákou pohonu
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
e	[m]	svislá vzdálenost mezi čepem C a hřídelí
E	[GPa]	Youngův modul pružnosti
F	[N]	síla pohonu
F_A	[N]	reakce od vazby A
F_B	[N]	reakce od vazby B
F_C	[N]	reakce od vazby C
F_{C1}	[N]	síla F_C v jednom zvedacím mechanismu
F_D	[N]	reakce od vazby D
F_E	[N]	reakce od ložiska E
F_F	[N]	reakce od ložiska F
F_{G1}	[N]	tíhová síla výklopné části
F_{G2}	[N]	tíhová síla horního ramene
F_{G3}	[N]	tíhová síla dolního ramene
F_{kr}	[N]	kritická síla
F_{max}	[N]	síla pohonu při maximální hodnotě krouticího momentu

F_{om}	[N]	obvodová síla v místě spojení zvedacího mechanismu s hřídelí
F_{op}	[N]	obvodová síla v místě spojení páky pohonu a hřídele
F_p	[N]	maximální síla pohonu
F_R	[N]	reakce od vazby R
g	[mm]	délkový rozměr hřídele
h	[mm]	délkový rozměr hřídele
h_m	[mm]	celková výška drážky pro pero (zvedací mechanismus)
h_p	[mm]	celková výška drážky pro pero (spojení páky pohonu s hřídelí)
h_r	[mm]	výška horního ramene
i	[mm]	minimální poloměr setrvačnosti
j	[-]	počet zvedacích mechanismů
J_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment namáhaného průřezu
k	[-]	součinitel bezpečnosti
k_p	[-]	součinitel bezpečnosti pohonu
k_{sv}	[-]	součinitel bezpečnosti svarového spoje
k_v	[-]	součinitel bezpečnosti vzpěru
k_σ	[-]	součinitel bezpečnosti ohybu
k_τ	[-]	součinitel bezpečnosti smyku
l	[m]	délka výklopné části
l_1	[mm]	délkový rozměr hřídele
l_2	[mm]	délkový rozměr hřídele
l_3	[mm]	délkový rozměr hřídele
l_4	[mm]	délkový rozměr hřídele
l_c	[mm]	celková délka hřídele
$l_{\check{c}}$	[mm]	délka čepu
l_m	[mm]	délka pera pro zvedací mechanismus
l_p	[mm]	délka pera pro náboj pohonu
l_r	[mm]	délka horního ramene
m_1	[kg]	hmotnost výklopné části
m_2	[kg]	hmotnost horního ramene
m_3	[kg]	hmotnost dolního ramene
M_D	[Nmm]	nominální krouticí moment
M_{k1}	[Nmm]	krouticí moment od jednoho zvedacího mechanismu

M_{Kmax}	[Nmm]	maximální krouticí moment
M_{oy}	[Nmm]	ohybový moment kolem osy y
M_{oz}	[Nmm]	ohybový moment kolem osy z
n	[-]	návrhový součinitel
p	[Pa]	skutečný tlak
p_D	[MPa]	dovolený tlak na boku drážky
p_{DOV}	[MPa]	dovolené tlakové napětí
r	[mm]	rameno momentu
R_e	[MPa]	mez kluzu
r_p	[mm]	délka páky pohonu
S	[mm ²]	plocha namáhaného průřezu
$S_{\check{c}}$	[mm ²]	střižná plocha čepu
t	[s]	výsledný čas zvednutí výklopné části
t_m	[mm]	hloubka drážky v hřídeli (zvedací mechanismus)
t_{m1}	[mm]	hloubka drážky v náboji (zvedací mechanismus)
t_p	[mm]	hloubka drážky v hřídeli (spojení páky pohonu s hřídelí)
t_{p1}	[mm]	hloubka drážky v náboji (spojení páky pohonu s hřídelí)
v_p	[mm/s]	maximální rychlost posuvu
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_{KSV}	[mm ³]	modul průřezu svarové skupiny
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
x_{T1}	[m]	poloha těžiště výklopné části
x_{T2}	[m]	poloha těžiště horního ramene
x_{T3}	[m]	poloha těžiště dolního ramene
α	[°]	úhel naklonění pohonu
α_p	[°]	úhel natočení hřídele z dolní do horní polohy mechanismu
α_r	[-]	způsob uložení prutu
α_{σ}	[-]	součinitel koncentrace pro ohyb
α_{τ}	[-]	součinitel koncentrace pro krut
η	[-]	počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_{kr}	[-]	mezní štíhlost prutu
μ	[-]	počet neznámých parametrů

μ_F	[-]	počet neznámých silových parametrů
μ_M	[-]	počet neznámých momentových parametrů
μ_r	[-]	počet neznámých deformačních parametrů
v	[-]	počet použitelných podmínek
v_F	[-]	počet použitelných silových podmínek
v_M	[-]	počet použitelných momentových podmínek
σ_K	[MPa]	mez kluzu
σ_{kr}	[MPa]	kritické napětí
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí
σ_o	[MPa]	skutečné ohybové napětí
σ_{oDOV}	[MPa]	dovolené ohybové napětí
σ_{omax}	[MPa]	maximální ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
T_{DOV}	[MPa]	dovolené smykové napětí svaru
T_{II}	[MPa]	jmenovité napětí pro koutový svár
T_{Kmax}	[MPa]	maximální smykové napětí
T_m	[MPa]	skutečné smykové napětí pera (spojení mechanismu s hřídelí)
T_p	[MPa]	skutečné smykové napětí pera (spojení páky pohonu s hřídelí)
T_s	[MPa]	skutečné smykové napětí
T_{sDOV}	[MPa]	dovolené smykové napětí



SEZNAM PŘÍLOH

- Výkres sestavy mechanické závory:
 - MCHZ-BP-01-00 – list formátu A0
- Výkres svarku modulu pro centrální čep mechanické závory:
 - MCHZ-BP-01-01/01 – list formátu A3
- Výkres svarku výklopné části mechanické závory:
 - MCHZ-BP-01-02 – list formátu A2
- Seznam položek pro výkres svarku výklopné části mechanické závory:
 - MCHZ-BP-01-02/K1 – list formátu A4